

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



João Marcelo Grigoletto da Rocha

**Análise de dados experimentais obtidos com
misturas diesel-biodiesel-etanol (DBE) em
motores de ignição por compressão**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento
de Engenharia Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Florian Alain Yannick Pradelle
Coorientador: Sergio Leal Braga

Rio de Janeiro
Dezembro de 2018

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer à minha família por todo o apoio e suporte concedido durante o ano de desenvolvimento deste trabalho

Agradeço ao meu orientador, Florian Pradelle, que se mostrou sempre presente, atencioso e paciente.

Aos meus amigos que tornaram mais fácil a caminhada até o final e a manter a força de vontade par concluir mais esta etapa.

Por fim, agradecer ao Departamento de Engenharia Mecânica quanto à disponibilidade de ajudar quanto ao corpo docente de alto nível disposto a transmitir o conhecimento pessoal e profissional.

RESUMO

Rocha, João Marcelo; Pradelle, Florian Alain Yannick (Orientador); Braga, Sérgio Leal (Coorientador). **Análise de dados experimentais obtidos com misturas diesel-biodiesel-etanol (DBE) em motores de ignição por compressão.** Rio de Janeiro, 2018. 84p. Projeto de Graduação – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Atualmente, com a necessidade de reduzir a emissão de poluentes produzidos pela combustão de combustíveis fósseis e aumentar a eficiência de motores e máquinas deste tipo, estudos para melhorar o desempenho de motores à combustão estão sendo desenvolvidos.

O presente trabalho tem o objetivo de validar o método mais preciso para ser utilizado no cálculo do atraso de ignição em motores a diesel de quatro tempos de combustão interna através da utilização de misturas diesel-biodiesel-etanol, além de avaliar a relação do avanço do instante de injeção de combustível com a eficiência energética, a pressão no cilindro e atraso de ignição.

Para este estudo, foi desenvolvido uma rotina no programa computacional *Matlab* para ler os dados de testes realizados em uma dissertação do DEM PUC-Rio. A partir dos dados gerados, foi possível comprovar que o método mais eficaz para o cálculo do atraso de ignição e que a eficiência não necessariamente aumenta com a redução do atraso de ignição.

Palavras chaves

Atraso de Ignição. Diesel. Biodiesel. Etanol. Desempenho.

Abstract

Rocha, João Marcelo; Pradelle, Florian Alain Yannick (Advisor); Braga, Sérgio Leal (Coadvisor). Experimental analysis of diesel-biodiesel-ethanol (DBE) blends for compression engines. Rio de Janeiro, 2018. 84p. Graduation Thesis – Mechanical Engineering Department, Pontifical Catholic University of Rio de Janeiro.

Nowadays, the need for reductions on emissions caused by fossil fuels combustion is getting higher as well as the need for increasing the energetic efficiency of combustion engines. To attend this demand, a higher number of studies on this field are being developed to find ways to produce more eco-friendly engines.

The present work is focused on validate the most precise method to be used for ignition delay calculation on internal combustion engines using diesel-biodiesel-ethanol blends as well as relating the ID, efficiency, cylinder pressure and fuel injection point.

For this study, a *Matlab* computer software routine was developed to adjust the data created during a test previously performed in order to calculate the ignition delay by different methods, energy efficiency, specific consumption, maximum pressure and its position. Based on this data, it was possible to prove the most effective method and that the efficiency does not necessarily reduces with the ID reduction.

Keywords

Ignition Delay; Diesel; Biodiesel; Ethanol;

SUMÁRIO

1 Introdução	9
2 Conceitos básicos	11
2.1. Funcionamento de um motor	11
2.1.1. Descrição de um cilindro	11
2.1.2. Motores de 4 tempos	13
2.1.3. Ciclo Diesel	14
2.2. Combustão	15
2.2.1. Processo da combustão	15
2.2.2. Química da combustão	20
2.2.3. Perfil dos poluentes	21
2.3. Combustível	26
2.3.1. Óleo Diesel	26
2.3.2. Biodiesel	27
2.3.3. Etanol	29
2.3.4. Misturas Diesel-Biodiesel-Etanol (DBE)	30
2.4. Métodos de determinação do atraso de ignição	31
2.4.1. Métodos diretos	31
2.4.2. Métodos indiretos baseados na cinética	33
2.4.3. Métodos de determinação indiretos baseados na pressão indicada	34
3 Metodologia	35
3.1. Motor	35
3.2. Combustível	36
3.3. Procedimento Experimental	38
3.4. Parâmetros calculados	40
3.4.1. Métodos para o cálculo do <i>ignition delay</i>	40
3.4.2. Outros parâmetros calculados	43
4 Resultados e discussão	44

4.1. Atrasos de ignição pelos diferentes métodos	44
4.1.1. Mistura B7E0	44
4.1.2. Mistura B15E0	46
4.1.3. Mistura B15E5	47
4.1.4. Mistura B15E10	49
4.1.5. Mistura B15E15	51
4.1.6. Mistura B15E20	52
4.1.7. Conclusões parciais	54
4.2. Comparativo de atrasos de ignição por avanço	55
4.2.1. Mistura B15E5	55
4.2.2. Mistura B15E10	57
4.2.3. Mistura B15E15	59
4.2.4. Mistura B15E20	60
4.2.5. Conclusões parciais	62
4.3. Comparativo de potências	63
4.4. Comparativo de pressões	65
4.4.1. Mistura B15E5	65
4.4.2. Mistura B15E10	67
4.4.3. Mistura B15E15	67
4.4.4. Mistura B15E20	67
4.4.5. Conclusões parciais	68
4.5. Comparativo de posição de máxima pressão	68
4.5.1. Mistura B15E5	68
4.5.2. Mistura B15E10	70
4.5.3. Mistura B15E15	70
4.5.4. Mistura B15E20	71
4.5.5. Conclusões parciais	71
4.6. Comparativo de eficiências	71
4.6.1. Mistura B15E5	71
4.6.2. Mistura B15E10	74
4.6.3. Mistura B15E15	75
4.6.4. Mistura B15E20	76
4.6.5. Conclusões parciais	77
5 Conclusão	78

Lista de figuras

Figura 1: Matriz energética mundial em 2016.	9
Figura 2: Movimento de um pistão. (Adaptada de [PULKRABEK, 2006].)	12
Figura 3: Mecanismo de um motor de quatro tempos. (Adaptada de [HEYWOOD, 1988].)	13
Figura 4: Variação da pressão em função do volume para um motor de combustão por compressão. (Adaptada de [HEYWOOD, 1988].)	15
Figura 5: Perfil da mistura ar-combustível na saída do bico injetor [PULKRABEK, 2006].	17
Figura 6: Variação da pressão dentro do cilindro em função do ângulo do eixo virabrequim. [PULKRABEK, 2006].	19
Figura 7: Figura com correlação entre o coeficiente A/F e o perfil de poluentes produzidos. (Adaptada de [PULKRABEK, 2006].)	23
Figura 8: Principais matérias primas para produção do Biodiesel [ANP, 2017].	28
Figura 9: Esquema de experimento de um método direto (adaptada de [ALABBAD, 2016]).	32
Figura 10: Análise óptica do início da combustão [JULIEN, 2016].	32
Figura 11: Curva da taxa de liberação de calor em função do ângulo de virabrequim (adaptado de [KATRASNIK, 2004]).	34
Figura 12: Esquema físico e componentes do experimento.	39
Figura 13: Variação do atraso de ignição para a mistura B7E0 em função da carga por diferentes métodos.	45
Figura 14: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E0 em função da carga por diferentes métodos.	47
Figura 15: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E5 em função da carga por diferentes métodos.	49
Figura 16: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E10 em função da carga por diferentes métodos.	50
Figura 17: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E15 em função da carga por diferentes métodos.	52
Figura 18: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E0 em função da carga por diferentes métodos.	54
Figura 19: Gráficos de atraso de ignição em relação ao avanço para a mistura B15E5.	56
Figura 20: Gráficos de atraso de ignição em relação ao avanço para a mistura B15E10.	58
Figura 21: Gráficos de atraso de ignição em relação ao avanço para a mistura B15E15.	60

<i>Figura 22: Gráficos de atraso de ignição em relação ao avanço para a mistura B15E20.</i>	62
<i>Figura 23: Gráficos comparativos de potências e avanços para cada mistura.</i>	64
<i>Figura 24: Gráficos comparativos de pressão para a mistura B15E5.</i>	66
<i>Figura 25: Gráficos comparativos da posição de pressão máxima para a mistura B15E5.</i>	69
<i>Figura 26: Gráficos comparativos de eficiência para a mistura B15E5.</i>	73
<i>Figura 27: Gráficos de eficiência por avanço para a mistura B15E5.</i>	74

Lista de tabelas

<i>Tabela 1: Estudo comparativo das propriedades do diesel, biodiesel e etanol.</i>	26
<i>Tabela 2: Dados do motor utilizado no experimento (Adaptada de [PRADELLE, 2017]).</i>	35
<i>Tabela 3: Combustíveis utilizados no experimento [GUEDES, 2017].</i>	36
<i>Tabela 4: Propriedades físico-químicas do diesel S10 B7E0 comercial brasileiro [PRADELLE, 2017].</i>	36
<i>Tabela 5: Propriedades físico-químicas do biodiesel utilizado [PRADELLE, 2017].</i>	37

1 Introdução

À medida que a necessidade por uma maior eficiência energética aumenta no panorama mundial, mais estudos foram desenvolvidos com diferentes misturas de combustíveis visando a redução da utilização de combustíveis derivados do petróleo e a melhor eficiência energética dos motores à combustão, além da redução de emissões de poluentes.

Como a matriz energética mundial é composta em grande parte por fontes não renováveis como pode ser visto na foto abaixo, sendo elas quase 37% relativo a petróleo e derivados, faz-se necessário o desenvolvimento de estudos e tecnologias para reduzir este número e aumentar a porcentagem de combustíveis de fontes renováveis.

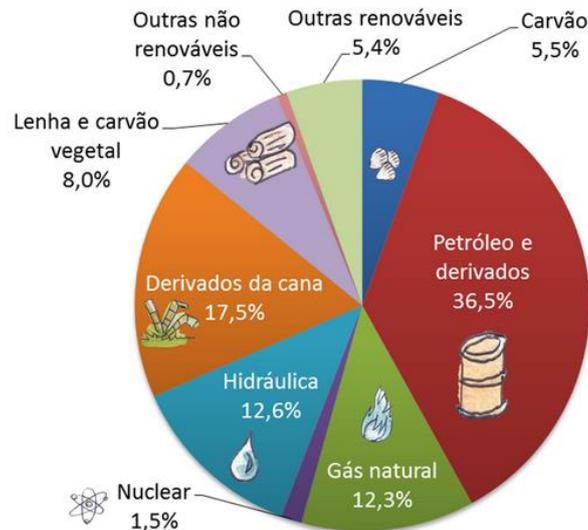


Figura 1: Matriz energética mundial em 2016.

Como o diesel é um dos combustíveis mais utilizados em caminhonetes, vans, caminhões e ônibus devido ao seu maior torque gerado, ele representa uma parcela enorme nas emissões de poluentes causadores do efeito estufa.

A utilização de biodiesel e etanol misturados ao diesel para ser utilizado em motores ciclo diesel se torna uma opção viável para reduzir-se o consumo

exagerado de petróleo e derivados e aumentar a produção de combustíveis cujas fontes são renováveis.

O estudo desenvolvido durante este presente trabalho visou avaliar possibilidades de aumentar-se a eficiência energética e reduzir o consumo de combustível de diferentes maneiras, sendo elas alterando o instante de injeção de combustível misturas com diferentes teores de componentes, rotações e cargas aplicadas.

2 Conceitos básicos

Neste capítulo, serão fornecidos alguns elementos em relação aos motores de combustão por compressão de quatro tempos, o processo da combustão, o combustível e os métodos de avaliação do *ignition delay*.

O objetivo principal de um motor à combustão interna é converter a energia química armazenada no combustível em energia mecânica. Esta conversão ocorre pela combustão (ou oxidação) do combustível dentro do motor. Primeiramente, acontece a conversão da energia química do combustível para energia térmica que, por sua vez, aumenta a temperatura e pressão dos gases dentro da câmara de combustão até que os gases se expandem de maneira abrupta, exercendo uma força nas partes mecânicas do motor e transmitindo esta energia por um eixo até chegar no objetivo final do motor, criar um trabalho de eixo.

A história dos motores à combustão interna remonta ao final do século XIX quando Nikolaus Otto desenvolveu, em 1876, o primeiro motor de ignição por centelha e, em 1892, quando Rudolf Diesel inventou o motor de ignição por compressão. Por causa de sua simplicidade, robustez e alta relação potência/peso, esses motores foram amplamente utilizados em diversas áreas, não somente na área automobilística, mas também setores da aviação, marítimo e de geração de energia [HEYWOOD, 1988].

2.1. Funcionamento de um motor

2.1.1. Descrição de um cilindro

Para entender um motor de quatro tempos, é necessário, previamente, conhecer os processos envolvidos dentro dos cilindros do motor. O pistão, que está localizado no cilindro, possui um funcionamento cíclico e alternativo (*reciprocating* em inglês), ou seja, seu movimento varia entre uma posição superior e outra inferior ao longo do tempo e, conectado à uma biela, transmite

seu movimento ao virabrequim, um eixo que estará conectado com o sistema de transmissão mais à frente [PULKRABEK, 2006].

A figura abaixo demonstra os componentes de um cilindro, assim como seu curso e pontos principais que delimitam seu movimento:

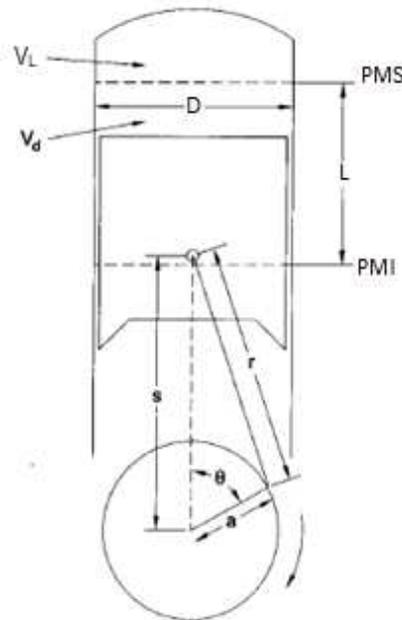


Figura 2: Movimento de um pistão. (Adaptada de [PULKRABEK, 2006].)

O pistão possui duas posições principais nas quais ele inverte o sentido de movimento, são eles o ponto morto inferior (PMI) na figura e o ponto morto superior (PMS). De maneira fácil de interpretar, o ponto morto inferior é a posição mais baixa que o pistão alcança, momento no qual o volume da câmara de combustão é o maior. Já o ponto morto superior é a posição mais alta que o pistão atinge, conseqüentemente, o menor volume da câmara de combustão. A diferença entre eles é chamada de curso do pistão L . O volume V_L é chamado de volume livre pois é uma parte do cilindro que o pistão não alcança e o V_d é o volume deslocado pelo pistão calculado a partir de seu curso e de seu diâmetro D .

Cada curso linear do pistão corresponde à uma rotação θ de 180° no sentido horário do eixo de manivelas. Ele está conectado ao pistão pela biela de comprimento r e pelo raio do eixo de manivelas de comprimento a . A distância do pino do pistão até o eixo de manivelas é a distância s indicada na figura acima. Além disso, cada cilindro possui, no mínimo, duas válvulas para seu funcionamento, uma válvula de admissão e outra de exaustão. A válvula de

admissão, a qual permite a entrada do ar fresco (em um motor diesel) e a válvula de exaustão que permite a saída dos gases após a combustão de dentro do cilindro.

O valor da razão de compressão (RC) relaciona os dois volumes principais dentro do cilindro:

$$RC = \frac{V_d + V_L}{V_L}$$

Possui valores na faixa de 8:1 a 12:1 em motores à ignição por centelha e 12:1 até 24:1 em motores de ignição por compressão podendo ir até 24:1 [HEYWOOD, 1988].

2.1.2. Motores de 4 tempos

Em sua maioria, os motores à combustão interna operam no que é chamado de ciclo de quatro tempos, inclusive o motor com o qual foram obtidos os dados analisados neste projeto de fim de curso. O mecanismo de um motor de quatro tempo está exemplificado na figura abaixo:

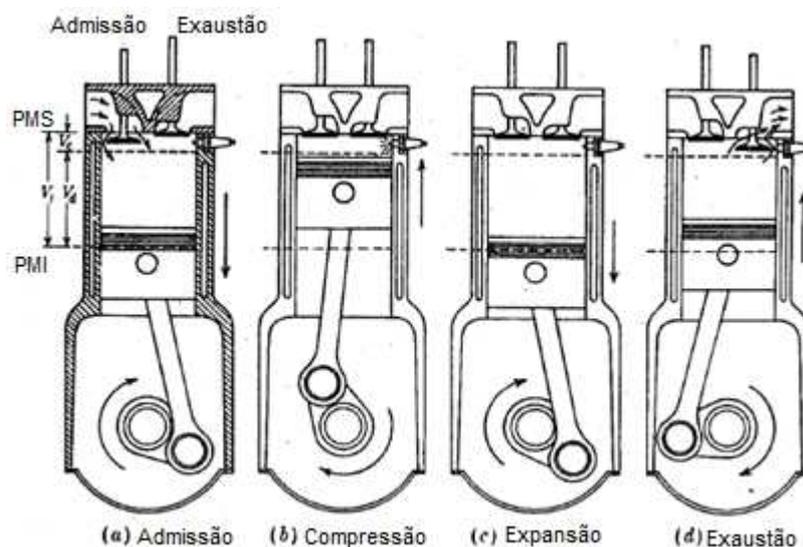


Figura 3: Mecanismo de um motor de quatro tempos. (Adaptada de [HEYWOOD, 1988].)

O processo inicia-se com o tempo de admissão, fase na qual o pistão está se movendo para baixo até o PMI, diminuindo a pressão interna do cilindro, fazendo com que a válvula de admissão se abra, injetando apenas ar à pressão

com valor próximo da pressão atmosférica para dentro do cilindro. Em seguida, o pistão começa a se mover para cima em direção ao PMS, na fase chamada de compressão, comprimindo o ar até uma pressão de aproximadamente 40 bar e a uma temperatura da ordem de 800 K. Ao final desta, o ar dentro do cilindro estará o mais comprimido possível e com uma alta temperatura. Pouco antes deste momento, ocorre a injeção do diesel a alta pressão – em torno de 200 bar – e, após um curto intervalo de tempo, a combustão.

Com essa combustão, o pistão é forçado abruptamente em direção ao PMI na fase de expansão, transmitindo o máximo de torque para o eixo de manivela e para o virabrequim. Por último, ocorre a exaustão, na qual a válvula de exaustão se abre e os gases produzidos pela combustão são empurrados para fora do cilindro quando o pistão se desloca em direção ao PMS. [HEYWOOD, 1988].

2.1.3. Ciclo Diesel

Para o estudo em questão, será descrito aqui o mecanismo de um motor ciclo diesel de quatro tempo cujo funcionamento possui certas diferenças em relação aos motores ciclo Otto. Essas diferenças são: no motor a diesel, a admissão é de ar puro e não existe a produção de centelha para a combustão, ou seja, a combustão ocorre devido à alta pressão e temperatura da mistura de ar e combustível injetado levando à autoignição.

Este ciclo, conhecido como ciclo Diesel, pode ser representado em um gráfico pressão versus volume (diagrama de Clapeyron) dentro do cilindro para facilitar o entendimento de cada um dos quatro tempos como na figura abaixo.

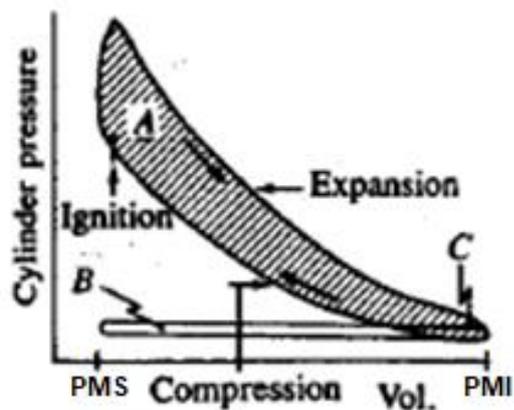


Figura 4: Variação da pressão em função do volume para um motor de combustão por compressão. (Adaptada de [HEYWOOD, 1988].)

O ponto A demonstra o momento da ignição, no qual a pressão no cilindro aumenta abruptamente sem ocorrer variação no volume (processo isométrico ou isocórico). Em seguida, ocorre a expansão, a pressão no cilindro cai e o volume aumenta já que o pistão está indo em direção do PMI. Depois, tem-se a exaustão que inicia-se com a abertura da válvula de exaustão no ponto C, onde o volume do cilindro diminui e a pressão se mantém constante, um processo isobárico. Após isso, ocorre a admissão do ar quando a válvula de admissão B é aberta, onde o volume aumenta e a pressão ainda se mantém constante e, por último, ocorre a compressão, na qual o volume reduz e a pressão aumenta rapidamente para possibilitar a ignição espontânea [HEYWOOD, 1988].

2.2. Combustão

Os motores à combustão interna convertem a energia química armazenada na mistura ar-combustível em energia interna para os gases dentro dos cilindros. O processo descrito a seguir trata-se da combustão de motores de ignição por compressão.

2.2.1. Processo da combustão

Para ocorrer um processo de combustão, uma série de eventos deve acontecer após a injeção do combustível, são elas:

1) Atomização: as gotas de combustível injetado se transformam em gotas ainda menores. Quanto menor o tamanho da gota liberada pelo bico injetor, mais rápido e eficiente será o processo de atomização. Algumas propriedades do combustível são importantes neste processo como a tensão superficial, a viscosidade e a densidade já que influenciam as características do spray, assim como sua velocidade e seu ângulo de injeção [PULKRABEK, 2006]; [HEYWOOD, 1988].

Diferentes modelos de bico injetor podem ser utilizados para otimizar o processo de atomização, sendo eles de orifício único, multi-orifício ou acelerado. Bicos injetores de diesel normalmente operam em pressão entre 202,65 e 1722,52 bares. No momento da injeção, a pressão do ar no cilindro possui uma pressão de 50,66 a 101,32 bares e uma temperatura em torno de 1000 K, com densidade podendo variar entre 15 a 25 kg/m³. O diâmetro do bico injetor varia entre 0,2 e 1 mm com uma razão de comprimento/diâmetro de 2 a 8. Na injeção, a velocidade do jato inicial é maior que 100 m/s, quando realiza a quebra do combustível em gotas menores de aproximadamente 10 µm; [PULKRABEK, 2006]; [HEYWOOD, 1988].

2) Vaporização: essas gotas menores vaporizam rapidamente devido à alta temperatura, pressão e velocidade do ar no cilindro. Para que ocorra esse processo, uma taxa de compressão mínima de 12:1 é necessária, sendo assim, aproximadamente 90% do combustível injetado será vaporizado dentro de 0,001 segundos após a injeção. As mesmas propriedades que influenciam no processo de atomização influenciam, também, no processo de vaporização [PULKRABEK, 2006].

Quando o processo de vaporização se inicia, a vizinhança imediata à primeira vaporização se resfria pelo resfriamento evaporativo – temperatura e pressão diminuem – que é causado pela conversão de calor sensível em calor latente, afetando as vaporizações subsequentes. Nesse momento, a evaporação se interrompe e só recomeça com mais mistura ar-combustível e aquecimento dentro do cilindro [PULKRABEK, 2006]; [HEYWOOD, 1988].

Mistura: após a vaporização, este vapor de combustível se mistura ao ar, gerando localmente uma combinação ar-combustível inflamável. Esta mistura

ocorre devido à alta velocidade da injeção combinada com turbulência e redemoinhos dentro do cilindro. A mistura do combustível está diretamente relacionada à geometria do cilindro e com o “swirl”. O “swirl” é definido como a carga de rotação do cilindro em torno do próprio eixo, essa rotação é produzida quando o ar fresco é injetado para dentro do combustível, criando um momento angular, e se propaga até a fase de expansão. Este fenômeno é utilizado em motores diesel para promover uma mistura mais rápida e acelerar o processo de combustão. Assim, a geometria afeta diretamente como o ar e o combustível se misturam, aumentando ou diminuindo o tempo necessário para ter uma mistura possível para combustão. [PULKRABEK, 2006]; [HEYWOOD, 1988]; [GUPTA, 2009].

A figura abaixo mostra o perfil não homogêneo da mistura ar-combustível logo que sai do bico injetor de combustível;

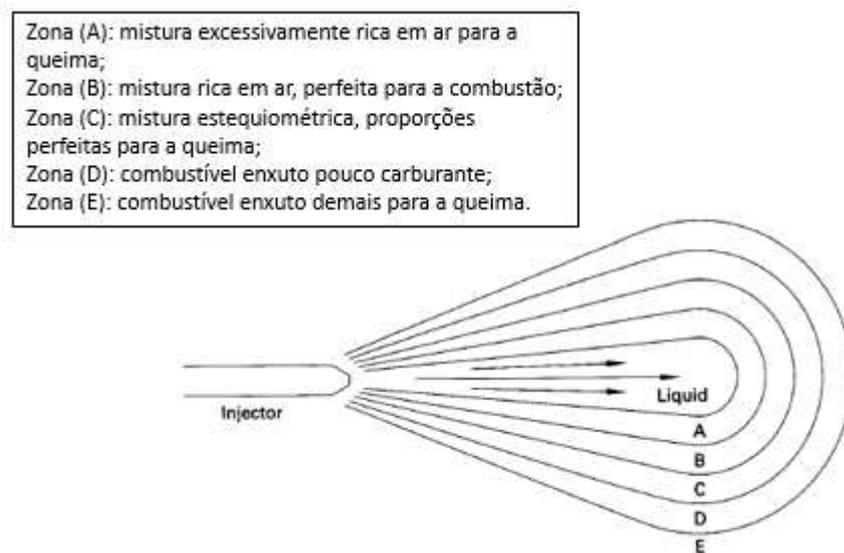


Figura 5: Perfil da mistura ar-combustível na saída do bico injetor [PULKRABEK, 2006].

Como descrito na legenda da figura acima, existem diferentes zonas no *spray* do bico injetor que influenciam na combustão. Nas áreas mais próximas ao bocal, a mistura é mais rica em ar e chega a proporções ótimas para a combustão próxima à completa e quanto mais longe do bocal, mais rica em combustível fica a mistura e, conseqüentemente, menos comburente;

3) Autoignição: pouco antes do ponto morto superior e logo após a injeção do combustível, a mistura ar-combustível começa a entrar em combustão. Esta

combustão é precedida por reações secundárias, incluindo a quebra de moléculas grandes de hidrocarbonetos em fragmentos menores e oxidação parcial. Essas reações, a altas temperatura e pressão em presença de ar, são exotérmicas e aumentam a temperatura nas moléculas vizinhas de ar, iniciando um processo autossustentado de combustão.

Nesta fase, ocorre o *ignition delay* que é definido como o intervalo de tempo entre o início da injeção e o início da autoignição. O início da injeção ocorre quando a agulha do bico injetor se distancia do seu assento. Porém, o início da combustão é difícil de determinar precisamente e há diferentes definições em função dos autores [HEYWOOD, 1988];

4) Combustão: inicia-se a autoignição simultaneamente em diversos pontos onde o coeficiente da mistura ar-combustível está entre 1 e 1,5 (zona B da figura 4). Quando a combustão começa, múltiplas regiões de combustão se espalham a partir dos pontos de autoignição e rapidamente consomem toda a mistura que está nas proporções ideais para a queima, até onde a autoignição não ocorreu. Isto causa um aumento abrupto na temperatura e pressão dentro do cilindro e, quanto maiores estas grandezas, menor será o tempo de vaporização e de *"ignition delay"* para as partículas de combustível, criando mais pontos de autoignição [PULKRABEK, 2006].

Motores com taxa de compressão muito altas, como motores diesel, necessitam de combustíveis com alta octanagem para evitar a autoignição em momentos iniciais do processo da compressão, além de evitar o que chamam de detonação ou *"knock"* do motor, ou seja, o barulho, as ondas de pressão e os danos aos pistões produzidos pela compressão e ignição da mistura dentro dos cilindros de forma indesejada [PULKRABEK, 2006].

As figuras abaixo mostram a evolução da pressão indicada dentro do cilindro pelo ângulo de posição do eixo no momento da injeção do combustível:

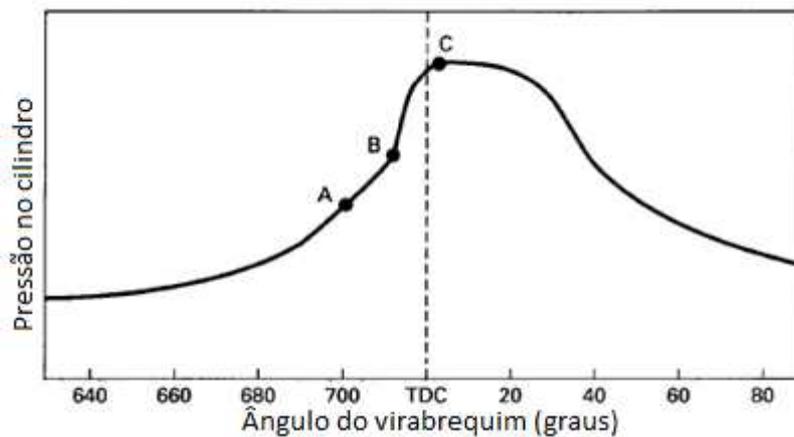


Figura 6: Variação da pressão dentro do cilindro em função do ângulo do eixo virabrequim. [PULKRABEK, 2006].

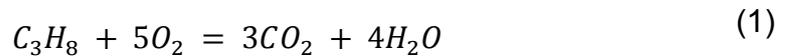
Na figura acima, é possível perceber que o início da combustão não ocorre logo após a injeção do combustível pelo bico injetor, o tempo que demora até o processo se iniciar chama-se atraso de ignição ou *“ignition delay”*, em torno de 0,4 a 3 milissegundos ou então por volta de 20 graus de rotação do virabrequim. Este atraso é influenciado pela pressão, temperatura, velocidade do motor e a taxa de compressão no cilindro. Caso a injeção seja feita muito cedo, a pressão e temperatura ainda não estarão no ponto adequado, aumentando o *“ignition delay”*, já se a injeção é tarde demais, o pistão terá atingido o ponto morto superior e a pressão e temperatura dentro do cilindro começarão a cair e, novamente, o atraso de ignição aumentará. Na primeira figura acima, no ponto A, ocorre o início da injeção do combustível, A-B é o atraso de ignição e o ponto C é o fim da injeção de combustível [PULKRABEK, 2006].

É extremamente importante utilizar combustíveis com número de cetano compatível para o dado motor. Este número é uma medida do atraso de ignição e deve estar compatível com o ciclo do motor e o processo de injeção. Se o número de cetano for baixo, autoignição demorará muito a ocorrer e uma quantidade maior e não desejável de combustível será injetada para dentro do cilindro antes da combustão começar. Quando esta se inicia, uma grande quantidade de combustível será rapidamente consumida e a taxa de aumento da pressão no cilindro será maior que a normal. Isto causa uma aplicação inicial de uma força muito grande na face do pistão e um ciclo do motor desgastante. Se o cetano é

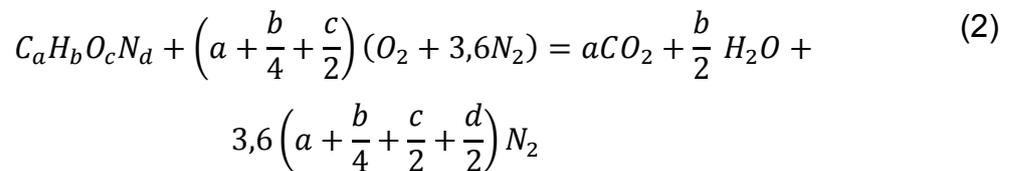
muito alto, a autoignição iniciará muito antes do PMS, resultando em perda de eficiência do motor [PULKRABEK, 2006].

2.2.2. Química da combustão

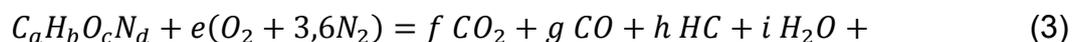
Durante o processo de combustão completa, se houver oxigênio suficiente, todo o hidrocarboneto pode ser oxidado e convertido em dióxido de carbono (CO₂) e o hidrogênio em água (H₂O). Isto pode ser visto na equação estequiométrica abaixo usando o propano como exemplo:

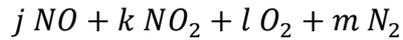


Como o ar atmosférico possui em torno de 21% de oxigênio apenas, existem outros componentes que o completam e, em maior quantidade, está o nitrogênio, sendo assim, para os cálculos, será usada a relação de 1 mol de oxigênio para 3,6 mol de nitrogênio. Portanto, a equação genérica da combustão completa de um combustível é dada da seguinte forma considerando como uma combustão ideal: [HEYWOOD, 1988].



Entretanto, como não ocorre combustão completa em motores à combustão interna, tem-se a formação de produtos de oxidação parcial e a liberação de poluentes como consequência. A combustão incompleta se dá quando ar e combustível se encontram no cilindro e, mesmo formando uma mistura estequiométrica ideal, a combustão perfeita não ocorre e hidrocarbonetos são exauridos. Isso pode acontecer devido à mistura incompleta de ar-combustível que resulta em particulados de HC e à falta de chama (*flame quenching*) nas paredes do cilindro que deixam um pequeno volume de mistura ar-combustível não reagido que também serão exauridos como emissão. Uma fórmula genérica que descreve a combustão incompleta se dá da seguinte forma [PULKRABEK, 2006]:





Onde CO é o monóxido de carbono, CO₂ o dióxido de Carbono, NO o óxido de nitrogênio, NO₂ dióxido de nitrogênio, O₂ o oxigênio, HC o hidrocarboneto, H₂O a água e N₂ o nitrogênio.

Para tentar reduzir a liberação de emissões tóxicas nocivas ao meio ambiente e à saúde humana, são utilizadas técnicas de tratamento após o processo da combustão como, por exemplo, conversores catalíticos e termais. O conversor térmico parte do princípio que as reações secundárias de combustão ocorrem de forma mais fácil e completa se a temperatura é alta, portanto, funcionam como uma câmara de alta temperatura na qual os gases de exaustão passam e realizam essas reações secundárias, minimizando as emissões tóxicas. [PULKRABEK, 2006]; [HEYWOOD, 1988].

Já o conversor catalítico funciona de forma diferente. É considerado o sistema de pós-tratamento mais eficaz para reduzir as emissões do motor. HC e CO podem ser oxidados em H₂O e CO₂ em sistemas de exaustão e conversores térmicos se a temperatura for mantida em 873 K a 973 K, porém, em conversores catalíticos esta temperatura é reduzida a 525 K a 573 K. Um catalisador é uma substância que acelera uma reação química diminuindo a energia necessária para prosseguir. O catalisador não é consumido na reação e assim funciona sendo menos degradado pelo calor, idade, contaminantes ou outros fatores. Geralmente, conversores catalíticos são chamados de conversores de três vias porque eles promover a redução de CO, HC e NO_x [PULKRABEK, 2006].

Há também o filtro de partículas que é acoplado ao escapamento para eliminar as partículas de fuligem dos gases de escape do motor. É um dispositivo recente cujo uso passou a ser obrigatório em carro com motores a diesel. No filtro, a fuligem fica presa em barreiras de cerâmica porosas, portanto, somente os gases sem as partículas passam para o exterior [PULKRABEK, 2006].

2.2.3. Perfil dos poluentes

Um dos problemas envolvidos na combustão é a liberação de poluentes após o processo. À medida que os estudos e tecnologia vão aumentando, motores

mais eficientes estão sendo produzidos a fim de reduzir estas emissões para não agravar os problemas ambientais atuais como o aquecimento global, chuvas ácidas, poluição do ar, além de problemas de saúde como problemas respiratórios e possibilidade de doenças cancerígenas. As causas principais das emissões não desejadas são a combustão não perfeita estequiometricamente, a dissociação do nitrogênio e impurezas no combustível e no ar. As emissões em questão são os hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NOx), óxidos de enxofre e material particulado [PULKRABEK, 2006].

Em média, motores de ignição por compressão possuem uma eficiência química entorno de 98% em volume, sendo apenas 2% de hidrocarbonetos exauridos como emissão após a combustão do combustível. Diferentemente dos motores de ignição por centelha que possuem uma frente de chama em uma mistura homogênea, os motores IC possuem uma mistura ar-combustível muito heterogênea, com combustível ainda sendo injetado durante o processo de combustão. Pontos locais dentro do cilindro variam entre muito ricos e muito pobres em oxigênio e várias frentes de chama existem ao mesmo tempo. Com uma mistura insuficiente, algumas partículas de combustível em áreas ricas em combustível nunca encontram oxigênio para reagir, enquanto em zonas ricas em oxigênio têm combustão limitada pela falta de combustível [GUPTA, 2009].

Alguns fatores influenciam na formação de poluentes, são eles:

- 1) Coeficiente ar-combustível não estequiométrico: em áreas ricas em combustível no cilindro, não há oxigênio em concentração suficiente, resultando em altos níveis de hidrocarbonetos e monóxido de carbono como emissão. O gráfico abaixo mostra exatamente a relação entre o coeficiente ar combustível (A/F) com a quantidade e espectro de emissões na exaustão do motor.

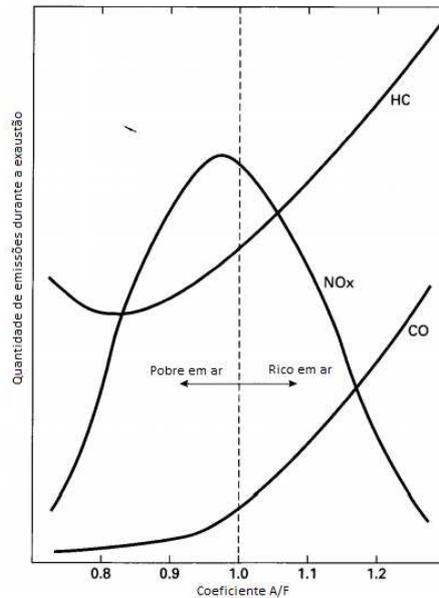


Figura 7: Figura com correlação entre o coeficiente A/F e o perfil de poluentes produzidos. (Adaptada de [PULKRABEK, 2006].)

Nele, é possível perceber que o coeficiente influencia significativamente na produção de diferentes tipos de emissões [PULKRABEK, 2006].

- 2) Combustão incompleta: como já dito anteriormente, a combustão incompleta pode ser causada pela mistura insuficiente de ar-combustível, além da *flame quenching* nas paredes do cilindro. No diesel, o coeficiente A/F normalmente é maior que 1, portanto, tem-se baixa produção de CO e maior produção de NO_x e HC como poluentes [PULKRABEK, 2006];
- 3) Volume da folga em volta dos anéis do pistão: durante a compressão e o estágio inicial da combustão, parte da mistura ar-combustível (até 3% de combustível que está dentro da câmara de combustão) é comprimida para dentro deste volume em volta dos anéis do pistão. O problema ocorre quando, durante a expansão, essa mistura acaba tendo um refluxo de volta para a câmara de combustão. Esta mistura não entra em combustão e produz particulados de combustível que serão exauridos [PULKRABEK, 2006];
- 4) Vazamento após a válvula de exaustão: como a pressão durante a compressão e combustão aumentam, parte da mistura ar-combustível também é forçada para os

volumes de abertura entre as bordas da válvula de exaustão e seus selos de vedação. Esse volume então, durante a exaustão, é carregado para o *manifold* de exaustão, causando emissão de HC particulado [PULKRABEK, 2006];

- 5) Sobreposição de válvula: durante essa sobreposição, tanto a válvula de admissão quanto a de exaustão estão abertas, criando um caminho o qual a mistura ar-combustível não reagida pode fluir diretamente para a exaustão [PULKRABEK, 2006];
- 6) Depósitos nas paredes da câmara de combustão: particulados de combustível são absorvidos pelos depósitos nas paredes da câmara de combustão em função da pressão de gás dentro da câmara, sendo assim, durante a compressão, esses particulados são altamente absorvidos nas paredes e, durante a expansão, como a pressão diminui, esses particulados se desprendem e são exauridos para fora do cilindro [PULKRABEK, 2006].

2.2.3.1. Emissão de hidrocarbonetos (HC)

Os gases exauridos da câmara de combustão de um motor a diesel contêm até 6000 ppm de componentes de hidrocarbonetos, sendo cerca de 40% disto como resultado de combustível não queimado, os outros 60% correspondem a componentes que foram gerados a partir da reação química da combustão.

Em geral, como os motores de compressão por ignição trabalham com um coeficiente A/F alto, as emissões de hidrocarbonetos correspondem a apenas um quinto das emissões de hidrocarbonetos em motores de ignição por centelha [PULKRABEK, 2006].

2.2.3.2. Emissão de monóxido de carbono (CO)

O monóxido de carbono é produzido principalmente em motores que trabalham com um coeficiente A/F baixo já que não existe combustível suficiente para converter todo o carbono em dióxido de carbono. Logo, o CO produzido é exaurido pelo motor para o meio ambiente, sendo considerado uma das piores emissões possuindo valores em torno de 5% em volume dos gases da exaustão.

O CO possui afinidade com o sangue humano, a hemoglobina, que precisa de oxigênio, substituirá o O₂ por CO, distribuindo o monóxido de carbono pelo corpo todo, causando asfixia da pessoa caso o tempo de exposição ao gás seja alto [GUPTA, 2009].

2.2.3.3. Emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x)

De forma semelhante ao CO, os óxidos de nitrogênio (NO_x) tendem a se agrupar à hemoglobina do sangue. O efeito tóxico mais preocupante é o acúmulo de NO_x na mistura de gases dentro dos pulmões, formando ácido nítrico. Além disso, é uma das emissões principais da fumaça fotoquímica (névoa + fumaça), sendo formada através da seguinte equação ideal [GUPTA, 2009]:



Os radicais $N\cdot$, $O\cdot$ e $HO\cdot$ são formados pela dissociação do N₂, O₂ e vapor de H₂O a altas temperaturas (2500 – 3000K) que estão contidos na câmara de combustão. Quanto maior a temperatura de combustão, maior é a quantidade de $N\cdot$ dissociado de N₂ e mais NO_x é formado. Os gases de exaustão podem possuir até 2000 ppm de NO_x óxidos de nitrogênio [PULKRABEK, 2006]; [GUPTA, 2009].

2.2.3.4. Emissão de particulados

A exaustão em motores de combustão por compressão contém partículas de fuligem de carbono sólido que são gerados nas zonas ricas em combustível dentro dos cilindros durante a combustão. A maior quantidade de particulado é produzida quando o motor está no *wide open throttle* (WOT), ou seja, quando a maior quantidade de combustível está sendo injetada para dentro dos cilindros para suportar cargas requisitadas maiores, resultando em uma mistura rica em combustível e nada econômica [PULKRABEK, 2006].

2.3. Combustível

Existem diversos combustíveis que podem ser utilizados para a combustão em motores de combustão interna. Porém, foram abrangidos nesta tese apenas três que são de grande importância para o estudo de motores à ignição por compressão e a possibilidade de redução de emissões poluentes no futuro. São eles o óleo diesel, o biodiesel e o etanol.

Na tabela abaixo, é possível observar as diferenças entre os três combustíveis analisados neste trabalho e os valores de suas características principais.

Tabela 1: Estudo comparativo das propriedades do diesel, biodiesel e etanol.

Combustível	Gravidade Específica a 20°C (kg/m ³)	Viscosidade a 40°C (mm ² /s)	Número de Cetano (-)	Lubricidade (µm)
Diesel	815 - 850	2,0 - 4,5	> 48	< 460
Biodiesel	850 - 900	3,0 - 6,0	48 - 67	218 - 257
Etanol	< 791,5	1,07 - 1,13	5 - 15	842 - 1057

2.3.1. Óleo Diesel

Amplamente utilizado atualmente no mundo, o óleo diesel possui diversas aplicações como em caminhões, ônibus, tratores, locomotivas, máquinas agrícolas, embarcações e até motores estacionários para a geração de energia elétrica. É um combustível fóssil derivado do petróleo formado por hidrocarbonetos e com pequenas quantidades de outros elementos como nitrogênio, enxofre e oxigênio.

No Brasil, o óleo diesel foi proibido para carros de passeio por uma lei (em conjunto com o programa Proálcool) em 1976 que visava reduzir a utilização do mesmo já que, naquela época, o país passava por uma crise e tentava substituir os derivados do petróleo por outros combustíveis. Desde 2013, a Petrobras disponibilizou o Diesel S 10 que possui um teor máximo de enxofre de 10 mg/kg, visando ao atendimento dos requisitos das mais novas gerações de motores diesel, projetados para emitir menores quantidades de material particulado e NO_x [EPE, 2016] [PETROBRAS, 2015].

A composição química do combustível, que está relacionada com o tipo de petróleo (matéria-prima) e também aos processos de produção nas refinarias, sempre influencia as propriedades físico-químicas do processo de combustão e o desempenho da máquina térmica [BAMBRILIA, 2006].

O número de cetano representa um importante parâmetro de combustíveis para motores tipo diesel que indica a qualidade de ignição do combustível, caracterizando a cinética química da combustão (inclusive o *ignition delay*) e influenciando no espectro de substâncias emitidas pelo motor [HEYWOOD, 1988]. Para as operações em motores de ignição por compressão o número de cetano, geralmente, situa-se entre 40 e 60, onde valores inferiores a 40 implicam em maior presença de fumaça na descarga, perda de potência, aumento de consumo e dos níveis de ruído, enquanto maiores números apontam para uma melhor capacidade de queima do combustível [PULKRABEK, 2006].

2.3.2. Biodiesel

O biodiesel é uma mistura de longa cadeia de ésteres monoalquílicos de ácidos graxos obtidos por transesterificação de um óleo vegetal ou animal com um álcool primário (metanol ou etanol). Com relação a misturas diesel/biodiesel, a concentração, por porcentagem volumétrica, é dada pela sigla “Bx”, onde “x” é a porcentagem em volume de biodiesel na mistura [ANP, 2017].

Com propriedades similares ao combustível fóssil tradicional, o biodiesel mostra-se eficaz em substituir o diesel ao mesmo tempo em que garante reduções substanciais nas emissões de material particulado (PM) e de monóxido de carbono (CO) [PANG, 2006]; [SHI, 2006].

No Brasil, desde 2008, a introdução gradual do biodiesel misturado ao óleo diesel tornou-se obrigatória. Inicialmente, a proporção exigida foi de 2% (em volume) de biodiesel. Ao longo dos anos a participação percentual do biocombustível misturado ao diesel cresceu para 6% em Julho de 2014, 7% em Novembro de 2014, 8% em Março de 2017 e, em Março de 2018, a quantidade de biodiesel na mistura foi alterada para 9% em volume, quantidade atual e que está para ser alterada para 10% em Março de 2019 [Site do Governo do Brasil, 2017].

A figura abaixo mostra a porcentagem em volume das principais matérias primas utilizadas para a produção do biodiesel no Brasil de acordo com o Boletim Mensal de Produção de Biodiesel [ANP, 2017]:

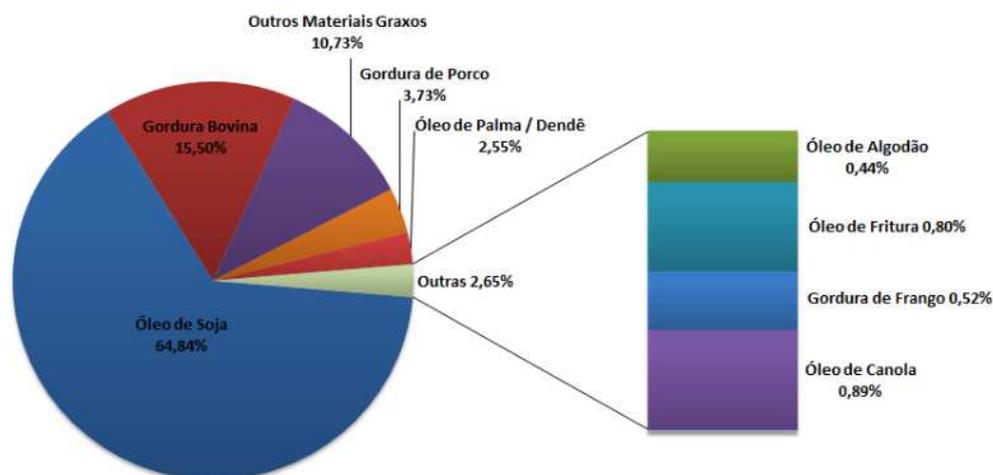


Figura 8: Principais matérias primas para produção do Biodiesel [ANP, 2017].

Como pode ser visto na figura acima, as matérias primas fundamentais na produção do biodiesel são o óleo de soja e a gordura bovina já que estas duas são amplamente cultivadas e produzidas em território brasileiro, sendo assim, facilitam na utilização para o biodiesel.

Alguns dos óleos que podem ser usados como biodiesel são: soja, coco, mamona, algodão, palmeira, canola, girassol, amendoim e outros mais [POUSA, 2007]. Além de ser um combustível renovável, possui outras vantagens em relação ao óleo diesel como:

- Baixa toxicidade, reduzindo riscos à saúde e emissões de monóxido de carbono e particulados;
- Degradação mais rápida no ambiente, diminuindo as consequências ambientais de seu descarte;
- Não há emissões de dióxido de enxofre (SO₂);
- Ponto de fulgor elevado (>100°C), reduzindo os riscos quanto à sua inflamabilidade;
- Miscível em toda proporção no diesel;
- Excelentes propriedades de lubrificação.

Assim como possui suas vantagens, também possui suas desvantagens em relação ao diesel:

- Capacidade de produção ainda insuficiente para suprir a demanda de uma eventual substituição integral do combustível fóssil;
- Consumo de combustível ligeiramente superior devido ao menor poder calorífico;
- Emissões de óxidos nitrosos (NO_x) sensivelmente mais elevadas;
- Propriedades a frio inferior ao óleo diesel
- O armazenamento de longa duração (tempo superior a seis meses) não é recomendado, em razão de sua menor estabilidade à oxidação [ROMANO, 2011].

Contudo, a produção de biodiesel não permite uma substituição integral do diesel pelo referido combustível renovável. Por isso, dentre os combustíveis renováveis, o etanol também desponta como uma boa alternativa, dada a sua disponibilidade em larga escala e a cadeia de valores já existente [PIDOL, 2012].

2.3.3. Etanol

O etanol é uma substância química com fórmula molecular C₂H₆O, produzida através da fermentação da sacarose [ANP, 2016]. No Brasil, a produção de álcool combustível provém exclusivamente da cana-de-açúcar. O país é o segundo maior produtor mundial de etanol, em 2016 produziu 32 bilhões de litros, ficando atrás dos Estados Unidos da América que atingiu os 68 bilhões de litros, e na frente de toda União Europeia que produziu ao todo 6 bilhões de litros [Renewable Fuel Association, 2016].

O etanol caracteriza-se como um combustível incolor, volátil, inflamável e totalmente solúvel em água [Guedes, 2017]. No Brasil, existem dois tipos de etanol disponível no mercado: o etanol hidratado e o etanol anidro. O etanol hidratado, disponível comercialmente, possui em sua composição entre 92,6% e 93,8% em volume em etanol e o restante de água, enquanto o etanol anidro, possui cerca de 99,3% em volume em graduação alcoólica e está adicionado atualmente na gasolina.

Quando se trata de misturas diesel/etanol, a concentração, por porcentagem volumétrica, é dada pela sigla "Ex", onde "x" é a porcentagem de etanol na mistura.

O etanol possui algumas limitações que precisam ser levadas em consideração em projetos de motores de ignição por compressão que utilizem esse combustível, de modo a prevenir danos aos componentes mecânicos do motor e a combustão seja limpa e eficiente [Abu-Qudais, 2000]:

- O etanol possui menor densidade e um menor PCI se comparado ao óleo diesel, logo é necessária uma maior quantidade de combustível;
- Etanol é pouco miscível no óleo diesel, por isso requer aditivo;
- O álcool possui baixa capacidade lubrificante;
- A baixa capacidade de autoignição do álcool, explicada pelo baixo número de cetano do etanol (valores que vão de 5 até 15) [Pradelle, 2017] provoca a detonação severa, que é péssimo para a integridade mecânica do motor, uma vez iniciada a queima do combustível evaporado.

Existem vantagens importantes ao considerar as misturas diesel-etanol como combustível potencial nos motores de ignição por compressão [Shahir, 2014]:

- Misturas diesel-etanol podem diminuir consideravelmente as emissões de material particulado. Adicionando 10% de etanol ao diesel, pode-se reduzir de 30-50% dos PM.
- Podem ser obtida a mesma liberação de energia do combustível diesel;
- Ao adicionar etanol, as propriedades do fluido a baixa temperatura são melhores se comparado ao diesel fóssil;
- As misturas diesel-álcool têm alto calor latente de vaporização que o combustível diesel.

2.3.4. Misturas Diesel-Biodiesel-Etanol (DBE)

O biodiesel pode ser usado em misturas com o óleo diesel convencional sem limitações em suas concentrações na mistura por causa da afinidade físico-química de ambos os combustíveis e é miscível com álcoois e óleo diesel. As misturas DBE conseguem aliar a miscibilidade do biodiesel com etanol e óleo diesel, respectivamente, a semelhança com propriedades do óleo diesel, já que a

adição de biodiesel à mistura de etanol-diesel ajuda a prevenir a separação de fase e contribui ao aumento no número de cetano da mistura [GUEDES, 2017]. As principais vantagens de usar biodiesel ao invés de aditivos artificiais sintetizados em laboratórios estão listadas abaixo: [PRADELLE, 2017]

- O uso de biocombustíveis vai aumentar o emprego de fontes de energia renováveis e também o nível de oxigênio na mistura, além de reduzir a concentração de enxofre nas misturas;
- Propriedades, como viscosidade, massa específica, lubricidade, poder calorífico e número de cetano, são manipuláveis de modo que as misturas ternárias DBE sejam aptas para uma operação estável em um motor de ignição por compressão;
- Quando biodiesel é adicionado à mistura de etanol-óleo diesel, o ponto de fulgor aumenta, o que dá mais segurança ao estoque do produto;

2.4. Métodos de determinação do atraso de ignição

Atualmente, existem diversas maneiras para calcular o atraso de ignição nos motores de ignição por compressão. Estes métodos podem ser categorizados de duas maneiras, os diretos e os indiretos.

2.4.1. Métodos diretos

Os métodos diretos são aqueles que não dependem de cálculos pois consistem na medição direta da posição da chama de combustão em função do tempo dentro do cilindro [JULIEN, 2006]. Nas figuras 9 e 10, observa-se o aparato experimental para a realização deste experimento e os resultados desse método, respectivamente.



Figura 9: Esquema de experimento de um método direto (adaptada de [ALABBAD, 2016]).

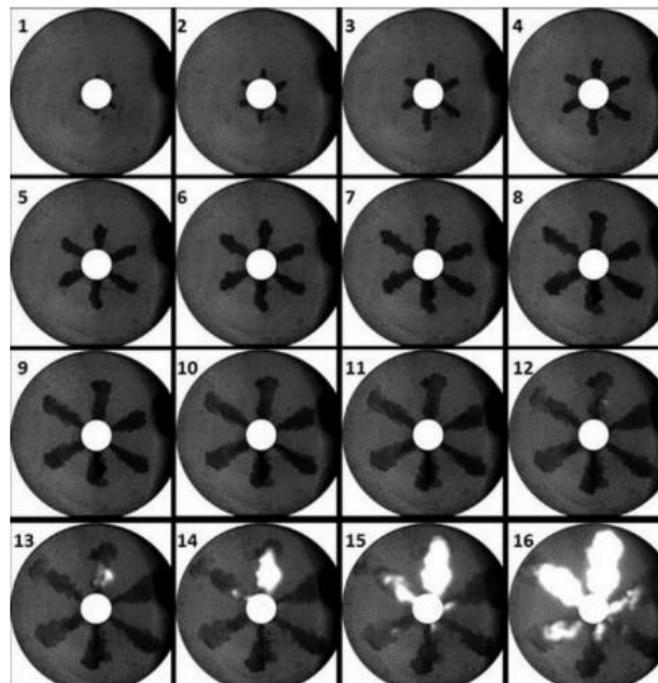


Figura 10: Análise óptica do início da combustão [JULIEN, 2016].

Na segunda figura, tem-se o início do processo de combustão dentro do cilindro, onde o círculo branco presente em todas as fotos é o bico injetor do combustível. É possível ver que o combustível, representado pelas linhas pretas que surgem do bico injetor, vai se espalhando no cilindro e, somente na imagem de número 12, é possível visualizar o início da combustão, ou seja, o atraso de

ignição é calculado pelo tempo que foi despendido entre a foto de número 1 e a de número 13 [JULIEN, 2016].

2.4.2. Métodos indiretos baseados na cinética

Assanis [ASSANIS, 2003] realizou experimentos para calcular o atraso de ignição que pode ser aproximado por uma expressão de Arrhenius abaixo:

$$\tau_{ai} = Ap^{-n}\exp(Ea/RT) \quad (3)$$

Onde $E_a[J]$ é a energia de ativação do combustível, $\bar{R} [J/mol.K]$ é a constante universal dos gases, $p [bar]$ e $T [K]$ são a pressão e a temperatura média do gás momento antes da ignição, enquanto A e n são os fatores de calibração dependente do tipo de combustível, do método utilizado, e dos intervalos de temperatura e pressão.

Onde $\tau [ms]$ é o atraso de ignição calculado com base nas condições de carga no tempo $t [ms]$. A equação a seguir, desenvolvida por Hardenberg e Hase prevê o atraso de ignição em motores de injeção direta:

$$\tau_{ai} = (0,36 + 0,22\bar{S}_p)\exp\left[E_A\left(\frac{1}{\bar{R}T} - \frac{1}{17,19}\right)\left(\frac{21,2}{p - 12,4}\right)^{0,63}\right] \quad (4)$$

Onde $T [K]$ é a temperatura, $p [bar]$ a pressão, $\bar{S}_p [m/s]$ é a velocidade média do pistão, $\bar{R} [J/mol K]$ é constante universal dos gases e $E_A[J]$ a energia de ativação [HEYWOOD, 1988]. Esta correlação aproxima muito bem os valores do atraso de ignição para uma quantidade razoável de condições de teste.

Apesar da ampla utilidade, essa correlação não leva em consideração a composição da mistura, os efeitos das propriedades do spray combustível, ou os efeitos da carga de pressão e variações de temperatura durante a fase de compressão [FINESSO, 2014].

2.4.3. Métodos de determinação indiretos baseados na pressão indicada

Outra maneira de se obter o atraso de ignição é através de um sensor de pressão posicionado no cabeçote, capaz de obter medidas precisas de pressão em função do ângulo do virabrequim.

Um método muito prático consiste na avaliação da posição da maior variação da pressão ou no aumento da taxa de liberação de calor que se encontra próxima do início da combustão utilizando o máximo da derivada de segunda ordem da pressão em função do ângulo do virabrequim.

A figura abaixo indica os pontos de máximo das derivadas de primeira, segunda e terceira ordem do calor em função do ângulo de virabrequim na curva da taxa de calor liberado:

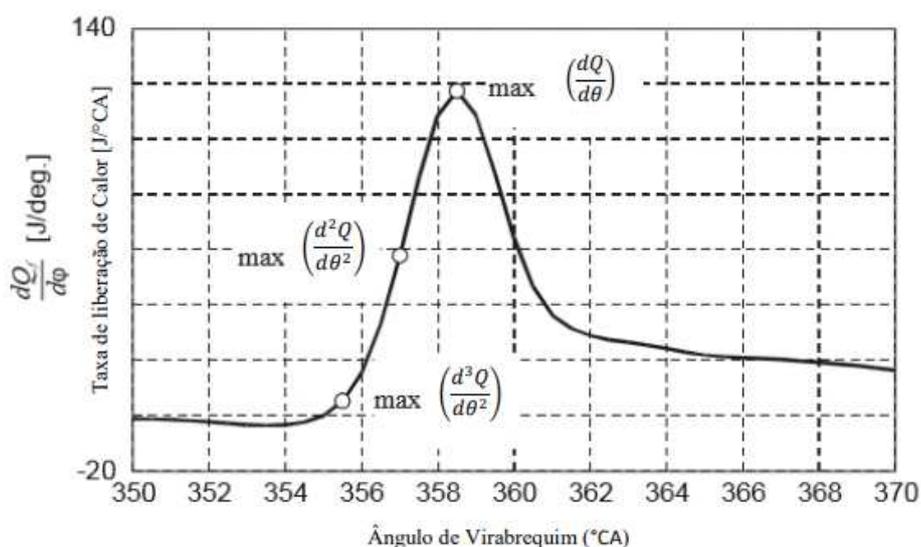


Figura 11: Curva da taxa de liberação de calor em função do ângulo de virabrequim (adaptado de [KATRASNIK, 2004]).

Como é possível visualizar no gráfico acima, o máximo da taxa de liberação de calor está atrasado quanto ao início da combustão. O máximo da derivada de segunda ordem do calor liberado mostra-se levemente atrasado quanto ao máximo da derivada de terceira ordem, que aparentemente, é o ponto mais adequado para o início da combustão [SANTANA, 2017].

3 Metodologia

Nesta sessão, será descrito o motor utilizado no experimento e suas respectivas características, assim como os combustíveis utilizados e as condições experimentais.

3.1. Motor

O motor utilizado para a obtenção dos dados analisados na dissertação de Guedes [GUEDES, 2017] era um motor de ignição por compressão de quatro tempos, com quatro cilindros em linha e injeção mecânica direta, modelo MWM 4.10 TCA (Euro III). Suas principais características estão expostas na tabela abaixo.

Tabela 2: Dados do motor utilizado no experimento (Adaptada de [PRADELLE, 2017]).

Propriedade	Valores
Número de Válvulas por Cilindro	2
Diâmetro do Pistão	103 mm
Curso do Pistão	129 mm
Comprimento da Biela	207 mm
Razão de compressão	15.8:1
Número de Cilindros	4 em linha
Aspiração	Turbo/Aftercooler
Sistema de Injeção	Injeção mecânica direta
Dimensões/Peso	796x801x mm / 450 kg
Óleo Lubrificante	SAE 15W-40 / 90-110 °C
Temperatura da Água de Arrefecimento	80°C - 90°C
Velocidade máxima de trabalho	2600 rpm
Torque máxima	430 Nm a 1800 rpm
Potência máxima	107 kW a 2600 rpm
Início da Injeção	9°14' APMS
Abertura da válvula de admissão	3±3° DPMS
Fechamento da válvula de admissão	23±3° DPMI
Abertura da válvula de exaustão	33±3° APMI
Fechamento da válvula de exaustão	1±3° DPMS

Onde APMS significa antes do ponto morto superior do cilindro, DPMS, depois do ponto morto superior, APMI, antes do ponto morto inferior e DPMI, depois do ponto morto inferior.

Como demonstrado na tabela 2, o ponto de ignição original do motor era de 9°14' APMS. Porém, para este experimento, foi escolhido 10,5° APMS como o instante do início da injeção para compensar o efeito do *ignition delay* provocado pela parte de biodiesel nas misturas [PRADELLE, 2017].

3.2. Combustível

Na dissertação de Guedes [GUEDES, 2017], foram estudados seis combustíveis diferentes.

Tabela 3: Combustíveis utilizados no experimento [GUEDES, 2017].

<i>Combustível</i>	<i>% Diesel</i>	<i>% Biodiesel</i>	<i>% Etanol Anidro</i>	<i>Aditivo</i>
B7(Diesel Comercial)	93,0%	7,0%	0,0%	Não
B15E0	85,0%	15,0%	0,0%	Sim*
B15E5	80,7%	14,3%	5,0%	Sim*
B15E10	76,5%	13,5%	10,0%	Sim*
B15E15	72,2%	12,8%	15,0%	Sim*
B15E20	68,0%	12,0%	20,0%	Sim*

*O aditivo é aplicado em quantidade equivalente a 1% do volume total de cada mistura, garantindo a miscibilidade e homogeneidade destes combustíveis.

O óleo diesel comercial B7 sem adição de etanol, que está com suas propriedades descritas na tabela 4, foi utilizado como valores de referência para comparar com os resultados dos outros combustíveis. O diesel B15E0 (adição de 15% de biodiesel em volume sem etanol adicionado) e misturas B15E20, que além de 15% em volume de biodiesel, possuem 20% de etanol anidro em sua composição volumétrica [GUEDES, 2017]; [PRADELLE, 2017].

Tabela 4: Propriedades físico-químicas do diesel S10 B7E0 comercial brasileiro [PRADELLE, 2017].

Propriedade	Unidade	Método (Resolução Nº 50, 2013) [Brasil, 2013]	Limite (Resolução Nº 50, 2013) [Brasil, 2013]	Resultado
Aspecto	-	Visual	Límpido e isento de impurezas	Límpido e isento de impurezas
Cor	-	Visual	Incolor tendência para amarelo	Amarelo
Cor ASTM	-	ASTM D1500	Max 3.0	1.5
Gravidade específica (20°C)	kg/m ³	ASTM D4052	815.0 a 850.0	833.7
Temperatura de destilação T10 T50 T95	°C	ASTM D86	min 180.0 245.0 a 295.0 máx 370.0	233.0 289.5 351.5
Resíduo de carbono	wt %	ASTM D524	max 0.25	0.14
Água por Karl Fischer	mg/kg	ASTM D6304	Máx 200	95.0
Total de enxofre	mg/kg	ASTM D5453	Máx 10.0	6.56
Concentração de biodiesel	vol%	EN 14078	7.0 ± 0.5	7.4
Ponto de Fulgor	°C	ASTM D93	Mín 38.0	68.5
Ponto de Obstrução de Filtro a Frio	°C	ASTM D6371	Máx 5.0	-3
Viscosidade cinemática à 40°C	mm ² /2	ASTM D445	2.0 a 4.5	3.466
Número de cetano	-	ASTM D4737	min 48	56.6
Cinza	wt %	ASTM D482	máx 0.010	0.001
Corrosividade pelo Cu, 3h à 50°C	-	ASTM D130	max 1	1 ^º

O biodiesel utilizado nas misturas B15 é composto de 80% em volume de biodiesel de óleo de soja e 20% em volume de biodiesel de sebo bovino e tem suas propriedades apresentadas na tabela 5 abaixo.

Tabela 5: Propriedades físico-químicas do biodiesel utilizado [PRADELLE, 2017].

Propriedade	Unidade	Método (Resolução Nº 45, 2014) [Brasil, 2014]	Limite (Resolução Nº 45, 2014) [Brasil, 2014]	Resultado
Aspecto	-	Visual	Límpido e isento de impurezas	Límpido e isento de impurezas
Gravidade específica à 20°C	kg/m ³	NBR 14065	850 até 900	878.3
Viscosidade Cinemática	mm ² /s	NBR 10441	3.0 até 6.0	4.304
Água por Karl Fischer	mg/kg	ASTM D6304	max 200	249.0
Conteúdo de ésteres	wt%	NBR 15764	mín 96.5	98.5
Cor	-	Visual	Incolor tendência para amarelo	Amarelo
Cor ASTM	-	ASTM D1500	Máx 3.0	1.5
Total de enxofre	mg/kg	ASTM D5453	Máx 10.0	2.2
Conteúdo de sódio e potássio	mg/kg	NBR 15556	Máx 5	0.2
Conteúdo de magnésio e cálcio	mg/kg	NBR 15553	Máx 5	0.2
Conteúdo de fósforo	mg/kg	NBR 15553	Máx 10.0	0
Ponto de Obstrução de filtro a frio	°C	NBR 14747	Máx 8.0	3.0
Acidez total	mg(KOH)/g	ASTM D664	Máx 0.50	0.36
Conteúdo de glicerol livre	wt%	ASTM 6584	Máx 0.02	0.015
Conteúdo de glicerol total	wt%	ASTM 6584	Máx 0.25	0.188
Conteúdo de monoglicerídeo	wt%	ASTM 6584	Máx 0.7	0.615
Conteúdo de diglicerídeo	wt%	ASTM 6584	Máx 0.20	0.089
Conteúdo de triglicerídeo	wt%	ASTM 6584	Máx 0.20	0
Conteúdo de Metanol	wt%	NBR 15343	Máx 0.20	0.11
Estabilidade de oxidação	h	EN 14112	Mín 8	10.76
Contaminação total	mg/kg	EN 12662	Máx 24	-
Valor de iodo	g(l)/100g	EN 14111	-	-

3.3. Procedimento Experimental

O esquema dos experimentos que foram executados no Laboratório de Engenharia Veicular da PUC-Rio, localizado na Gávea, está ilustrado na figura abaixo.

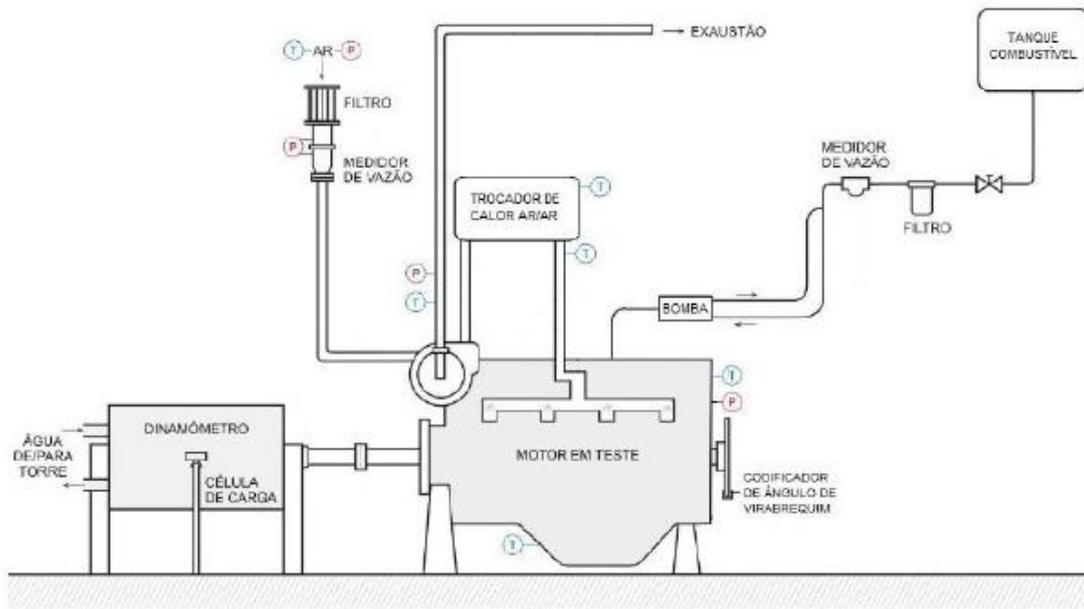


Figura 12: Esquema físico e componentes do experimento.

Para medir os torques durante os testes, foi utilizado um dinamômetro de fabricação AVL e modelo Start capaz de avaliar torques de até 550 Nm, rotações de 7500 RPM e potência de 240 kW acoplado ao motor [GUEDES, 2017].

Um trocador de calor tipo casco-tubo água/água foi utilizado para a refrigeração do sistema ao transferir calor do bloco do motor e do dinamômetro para a água de uma torre de resfriamento, além de um trocador ar/ar (intercooler) instalado entre o compressor do turbo-compressor do motor e o coletor de admissão. Foi utilizado um medidor de vazão MERIAM 50MC2-4 para medir o consumo de ar pelo motor e outro medidor de vazão MICRO MOTION CMF010 para medir o consumo instantâneo de combustível [GUEDES, 2017].

Um transdutor de pressão piezoelétrico da marca KISTLER, modelo 6052CS31U20 é posicionado no cabeçote do quarto cilindro de modo a medir as pressões dinâmicas. Também de fabricação KISTLER, o codificador de ângulo de virabrequim, modelo 2614A1, mede as posições angulares. Três transdutores de pressão FP 2000 series), de marca SENTOTEC, mediram as pressões manométricas ambiente e do ar de admissão, assim como dos gases de exaustão [GUEDES, 2017].

Termopares do tipo K foram utilizados para medir as temperaturas de admissão (temperatura ambiente) e exaustão [PRADELLE, 2017].

Antes de qualquer experimento realizado, o motor utilizado era devidamente aquecido com água de arrefecimento e óleo lubrificante com temperaturas por volta de 85°C a 90°C, nas condições do diesel comercial. Além disso, para reduzir ao máximo as incertezas associadas, todas as condições de experimento foram reproduzidas pelo menos três vezes e a curva de pressão indicada obtida com uma média de 300 ciclos do motor e covariância de 10% como sugerido por Heywood [HEYWOOD, 1988]; [GUEDES, 2017].

Foram testadas várias combinações entre torque, rotação do motor, combustíveis e instante da injeção de combustível. As combinações de pares torque por rotação foram definidas por porcentagem dos torques máximos atingidos nos testes com o diesel B7 nas rotações de 1500, 1800 e 2100 RPM, respectivamente [GUEDES, 2017].

3.4. Parâmetros calculados

Existem diversas formas para o cálculo do atraso de ignição em motores de ignição por compressão. Além disso, outros parâmetros que foram calculados foram descritos mais a frente.

3.4.1. Métodos para o cálculo do *ignition delay*

Como fixou-se o início da injeção (θ_{inj}), ao encontrar o ponto de início da combustão (θ_{SOC}), o atraso de ignição será dado por:

$$\theta_{ai} = \theta_{SOC} - \theta_{inj} \quad (4)$$

Foram escolhidos os seguintes métodos para o cálculo das seguintes variáveis:

- Posição do máximo da derivada de segunda ordem da pressão em função do ângulo de virabrequim, conforme proposto por Egúsqiza [EGÚSQIZA, 2011] e Assanis [ASSANIS, 2003]:

$$\theta_{SOC} = \text{máx} \left(\frac{d^2p}{d\theta^2} \right) \quad (5)$$

- Posição do máximo da derivada de terceira ordem da pressão em função do ângulo de virabrequim, descrito por Katrasnik [KATRANSNIK, 2014]:

$$\theta_{SOC} = \max \left(\frac{d^3 p}{d\theta^3} \right) \quad (6)$$

- Posição do CA3, CA4 e CA5, identificada como o início da combustão quando o valor acumulado na curva de liberação de calor se encontra entre 3% e 5%, introduzido por Merker [MERKER, 2006]. O calor liberado em função do ângulo de virabrequim, é dado pela seguinte equação [HEYWOOD, 1988]:

$$Q = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \sum_{i=1}^{n-1} \left(\frac{p_{i+1} + p_i}{2} \right) (V_{i+1} - V_i) + \frac{1}{\gamma - 1} \left(\frac{V_{i+1} + V_i}{2} \right) (p_{i+1} - p_i) \quad (7)$$

Onde o termo γ é a razão dos calores específicos e varia com a temperatura do gás dentro do cilindro. Pode ser calculada da seguinte maneira [ADHIKESAVAN, 2014 apud PRADELLE, 2017]:

$$\gamma = \left(1 - \frac{R}{C_p} \right)^{-1} \quad (8)$$

E, ainda:

$$\frac{C_p}{R} = A_0 + A_1 T + A_2 T^2 + A_3 T^3 + A_4 T^4 \quad (9)$$

Onde o C_p [J/kg.K] é o calor específico, T [K] é a temperatura no cilindro em um determinado ângulo do virabrequim e as constantes possuem os valores de:

$$A_0 = 3,0473;$$

$$A_1 = 1,33805 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1};$$

$$A_2 = -4,88256 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-1};$$

$$A_3 = 8,55475 \cdot 10^{-11} \text{ K}^{-1};$$

$$A_4 = -5,70132 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1};$$

- Posição cujo a curva $\log p - \log v$ deixa de ser uma reta (compressão politrópica). A equação de transformação politrópica é dada a seguir:

$$PV^n = constante$$

Fazendo-se o logaritmo dos dois lados, obtém-se a equação a seguir:

$$\log(P) + n \cdot \log(V) = constante'$$

O coeficiente angular da porção retilínea da compressão indica o expoente politrópico médio (n). Quando a curva deixa de ser retilínea, inicia-se a combustão. Define-se por DIFF a diferença do logaritmo da pressão com o logaritmo da pressão teórica se a compressão fosse politrópica e é dada por:

$$DIFF = \log(P) - (n \cdot \log(V) + constante')$$

- De modo a obter as derivadas da pressão de segunda $\left(\frac{d^2p}{d\theta^2}\right)$ e terceira $\left(\frac{d^3p}{d\theta^3}\right)$ ordem, utiliza-se diferenciação numérica centrada de segunda e quarta ordem, com o ângulo variando de $\Delta\theta=1^\circ$ de um ponto a outro. Para derivação numérica centrada de segunda ordem de uma função f , a derivada é obtida através da seguinte relação:

$$\left.\frac{df}{d\theta}\right|_i = \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{2\Delta\theta}$$

E para a derivação numérica centrada de quarta ordem com a seguinte equação:

$$\left.\frac{df}{d\theta}\right|_i = \frac{f_{i-2} - 8f_{i-1} + 8f_{i+1} - f_{i+2}}{12\Delta\theta}$$

Usando o software *Matlab*, implementou-se um código capaz de calcular estes parâmetros a partir de dados experimentais que estão expostos na tese de [GUEDES, 2017]: ângulo de virabrequim, pressão manométrica dentro da câmara de combustão, vazão do ar, vazão de combustível, umidade, temperatura de admissão, propriedades geométricas do cilindro, etc.

3.4.2. Outros parâmetros calculados

Além do atraso de ignição, foram calculados outros parâmetros para complementação e comparação dos resultados. O objetivo final foi encontrar valores para eficiência térmica e comparar com os atrasos de ignição a fim de encontrar alguma relação.

A eficiência térmica é calculada da seguinte maneira:

$$\eta_{t_f} = \frac{P_b}{m_f / 3,6 \cdot PCI}$$

Onde:

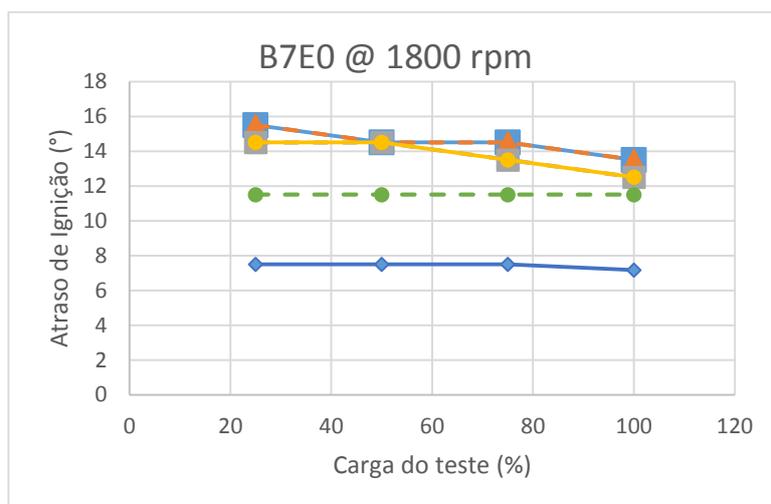
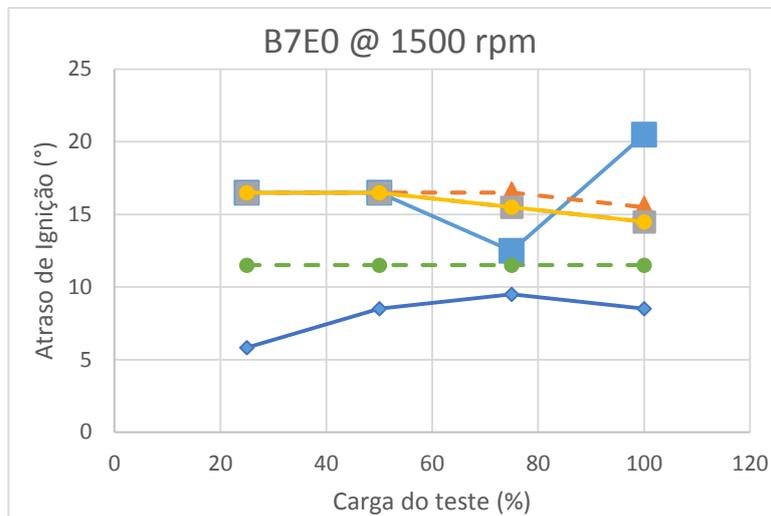
- P_b é a potência gerada pelo motor em kW que foi encontrada com a seguinte fórmula: $P_b = 2 \cdot \pi \cdot rpm / 60 \cdot torque / 1000$. No qual a variável “rpm” e “torque” são variáveis de rotação e torque aplicado relativos ao teste;
- m_f é o consumo em kg/h de combustível que foi lido durante o teste;
- PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

4 Resultados e discussão

4.1. Atrasos de ignição pelos diferentes métodos

4.1.1. Mistura B7E0

Com o objetivo de ter uma mistura com valores de referência, foram gerados os seguintes dados para a mistura B7E0 com os diferentes métodos de cálculo de atraso de ignição.



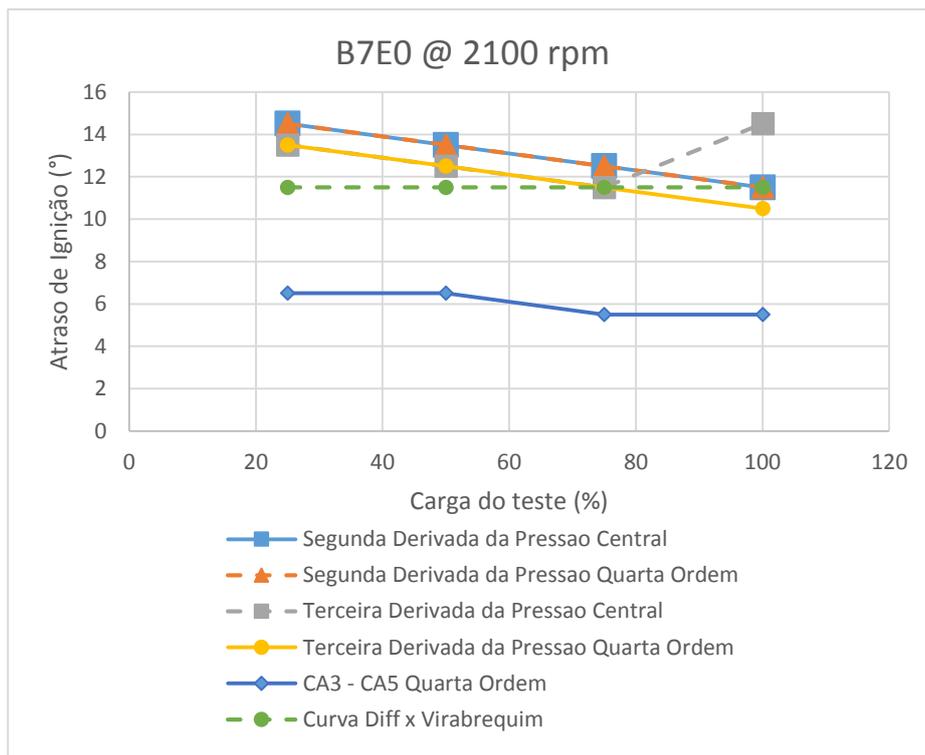


Figura 13: Variação do atraso de ignição para a mistura B7E0 em função da carga por diferentes métodos.

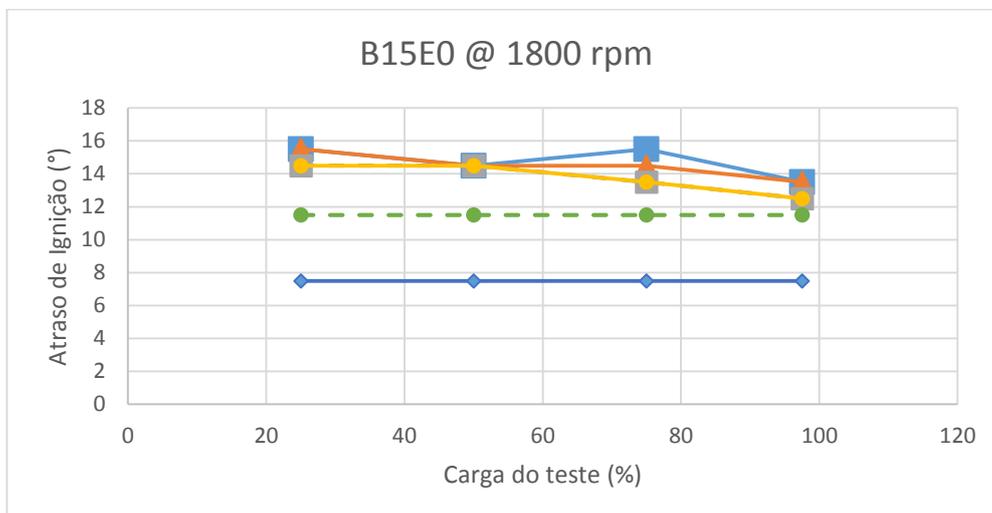
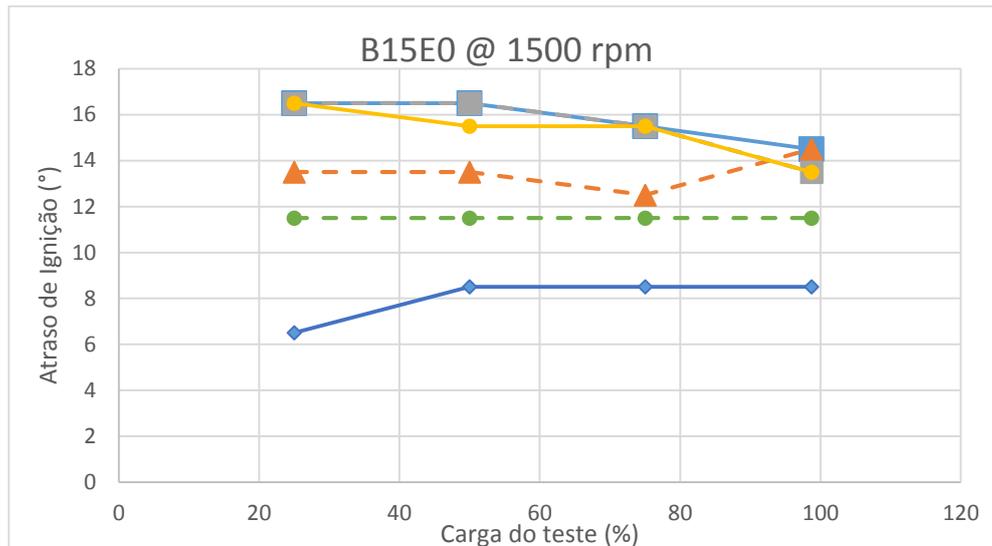
Ficou visível que o método da derivada de terceira ordem da pressão pelo método de quarta ordem foi o método mais preciso no cálculo do atraso de ignição já que é o método que mais respeitou a teoria de que, à medida que se aumenta a carga com a rotação fixa, o ID diminui e, também, quando a carga é fixada, ao aumentar a rotação, o ID também se reduz. O método da derivada de segunda ordem da pressão não se mostrou tão eficaz pois, ao gerar os dados no *Matlab*, foi necessário fazer um tratamento manual dos dados através da visualização do perfil da combustão e obtenção dos pontos com valores corretos de ID.

Os métodos CA3 até CA5 da porcentagem de calor liberado não foram considerados como viáveis já que se observou uma dificuldade do código *Matlab* em calcular de forma correta os pontos de atraso de ignição. Além disso, os valores são muito baixos, o que resulta numa combustão antes do PMS. Esse é o tipo de combustão que se quer evitar quando se projeta um motor, pois a mesma pode tanto avariar o motor em questão quanto reduzir a eficiência do mesmo. Este valor é então muito pouco provável. Aliás, a variação em função da carga não é coerente com a literatura.

O método DIFF que representa o $\log(P) - \log(V)$ também não se apresentou muito preciso já que resultou em valores também abaixo do esperado, porém acima do PMS.

4.1.2. Mistura B15E0

Para a mistura B15E0, os resultados podem ser vistos nas figuras abaixo.



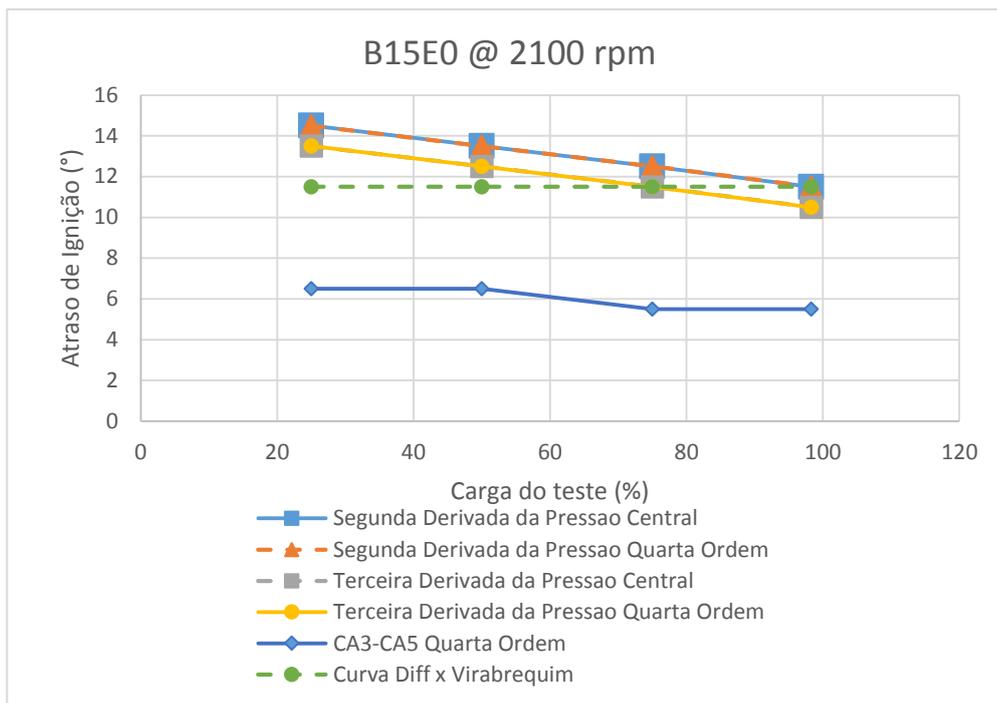


Figura 14: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E0 em função da carga por diferentes métodos.

Para esta mistura, os resultados ficaram muito próximos aos valores da mistura B7E0 [Pradelle, 2017], variando apenas nos valores de 1500 rpm, onde os valores ficaram de certa forma aleatórios nos resultados.

Vale ressaltar que, a partir desta mistura em diante, a porcentagem do torque máximo de cada mistura não será mais de 100% do torque máximo do B7 [Pradelle, 2017], sendo assim o valor máximo de cada combustível foi comparado com o valor máximo de referência do B7E0 [Pradelle, 2017] e encontrada uma porcentagem que, para esta mistura, a porcentagem máxima em torno de 97%. Esse detalhe pode ser visualizado no gráfico, onde a curva já não chega a 100%.

4.1.3. Mistura B15E5

Essa mistura, possuindo 5% de etanol, já possui o valor de torque máximo bem abaixo ao valor máximo da mistura B7E0 e B15E0 [Pradelle, 2017], em torno de 76% em relação ao B7E0 como pode ser visto nos gráficos abaixo.

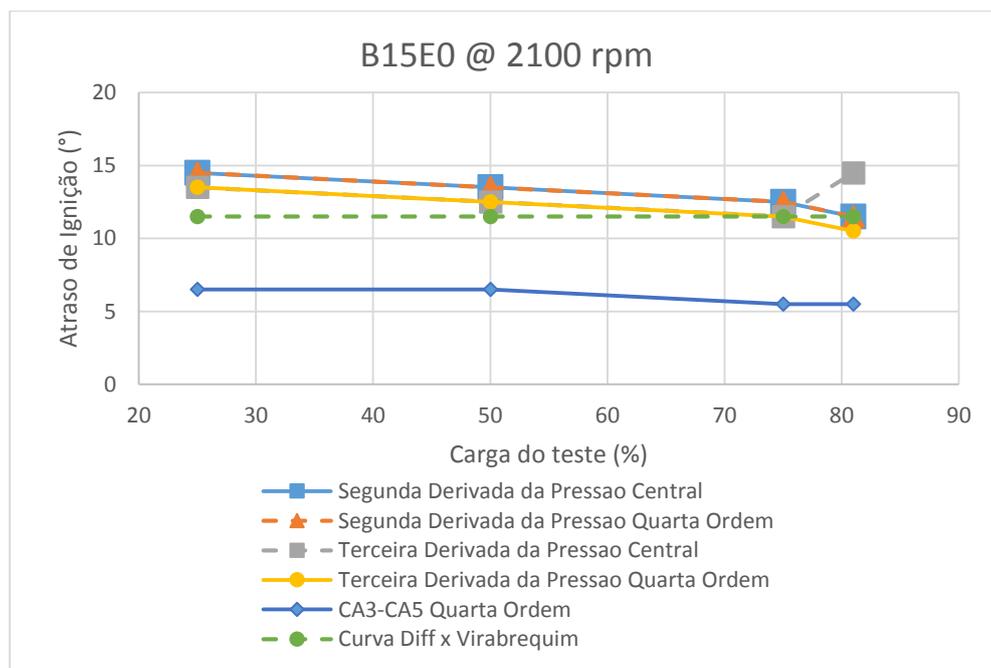
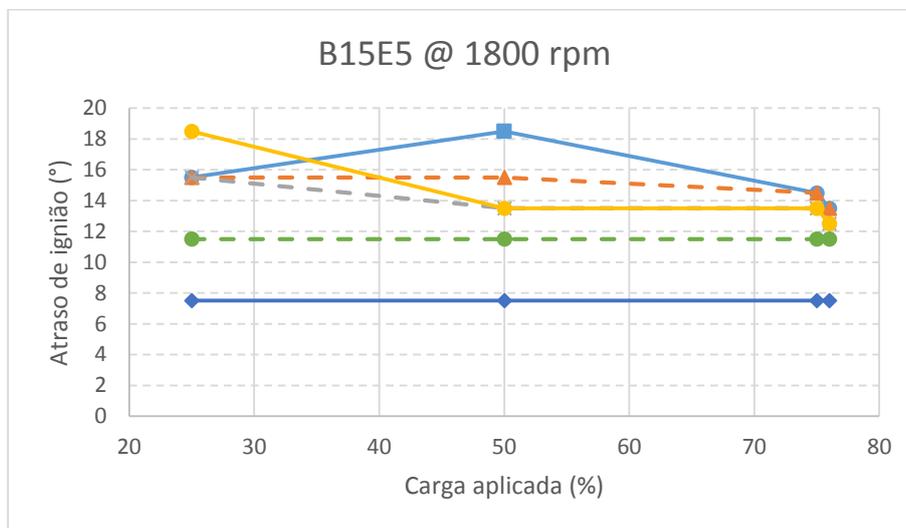
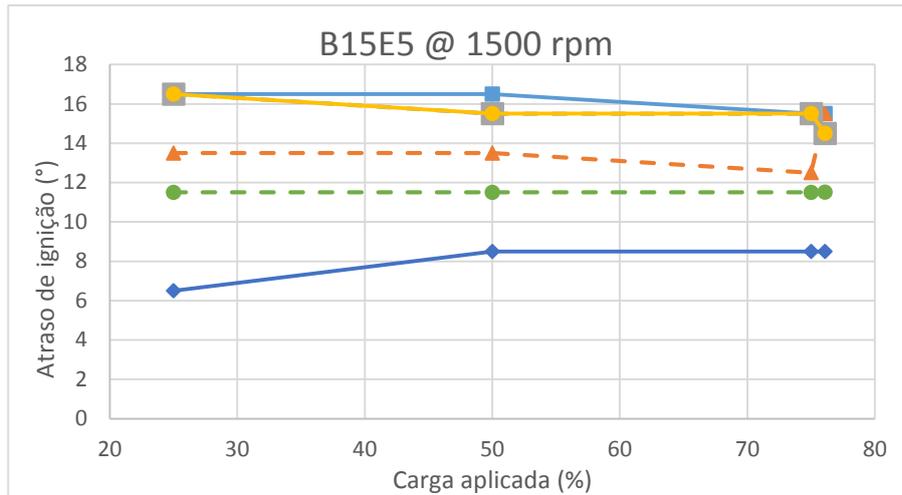


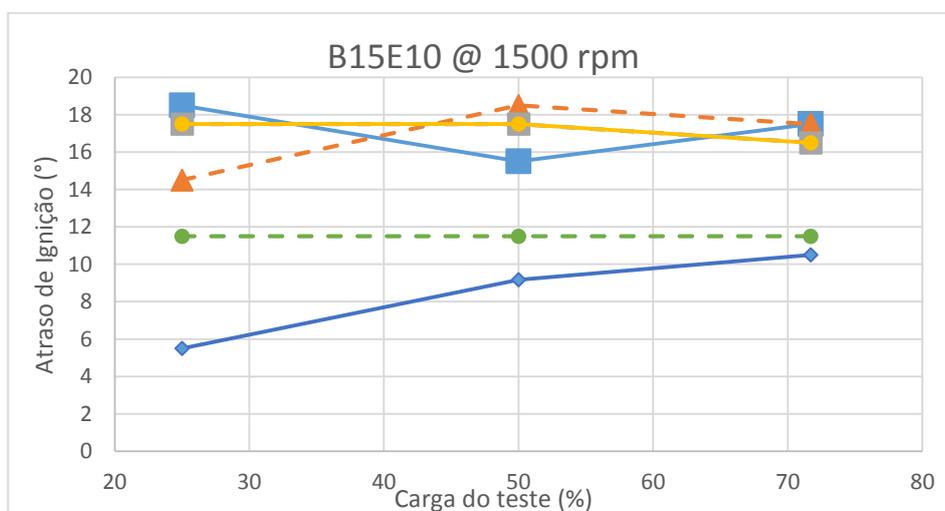
Figura 15: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E5 em função da carga por diferentes métodos.

O método da derivada de terceira ordem da pressão pelo método de quarta ordem ainda se mostra mais eficaz e preciso nos valores obtidos. Estão caindo ao aumentar a carga ou aumentar a rotação, exatamente como esperado, exceto para os valores de 1500 rpm com carga de 25%, novamente como foi percebido com a mistura B15E0.

Os métodos CA3 - CA5 continuam com os valores abaixo do PMS da mesma forma que aconteceu na mistura B7E0 [Pradelle, 2017]. O método $\log(P) - \log(V)$ manteve-se constante para todas as rotações e cargas, mostrando-se ineficiente para este caso como já era esperado.

4.1.4. Mistura B15E10

Nos gráficos da mistura B15E10 abaixo, é possível perceber um aumento no atraso de ignição, já que a porcentagem de etanol aumenta, além da redução da porcentagem do torque máximo da mistura em relação ao torque máximo da mistura B7E0 [Pradelle, 2017], possuindo uma porcentagem máxima em torno de 70%. Com relação ao B15E5, o torque máximo ficou também abaixo, uma vez que para a mistura B15E5 estava em torno de 75% a 80% do torque do B7E0, para a mistura B15E10 estes valores ficaram ainda menores, por volta de 60% a 75% do torque máximo do B7E0.



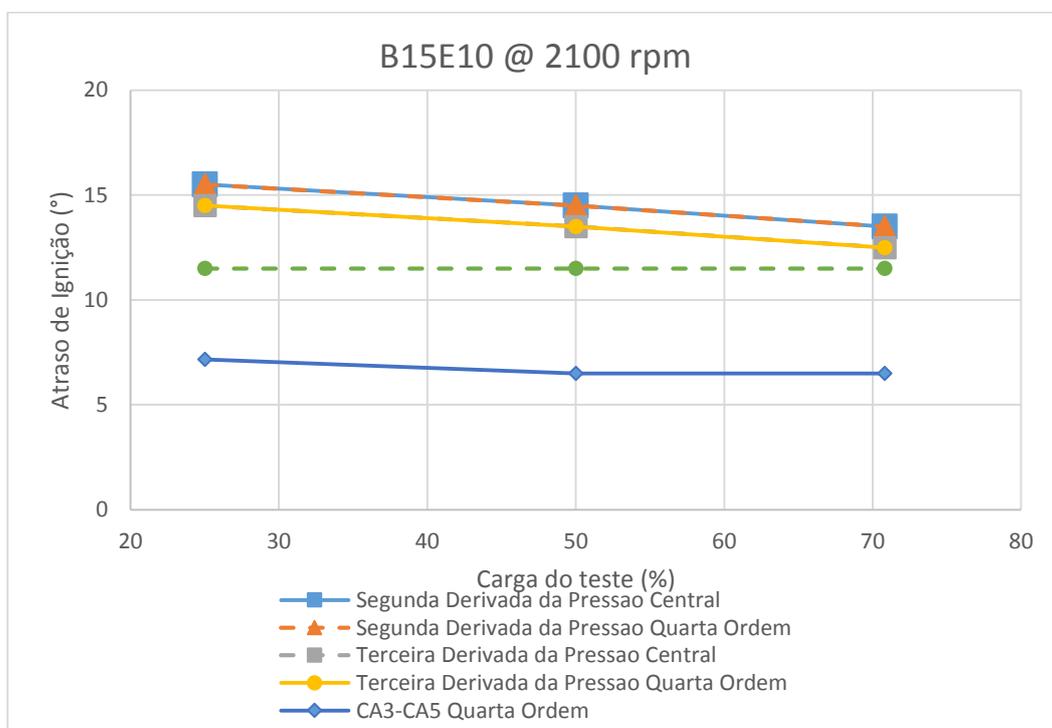
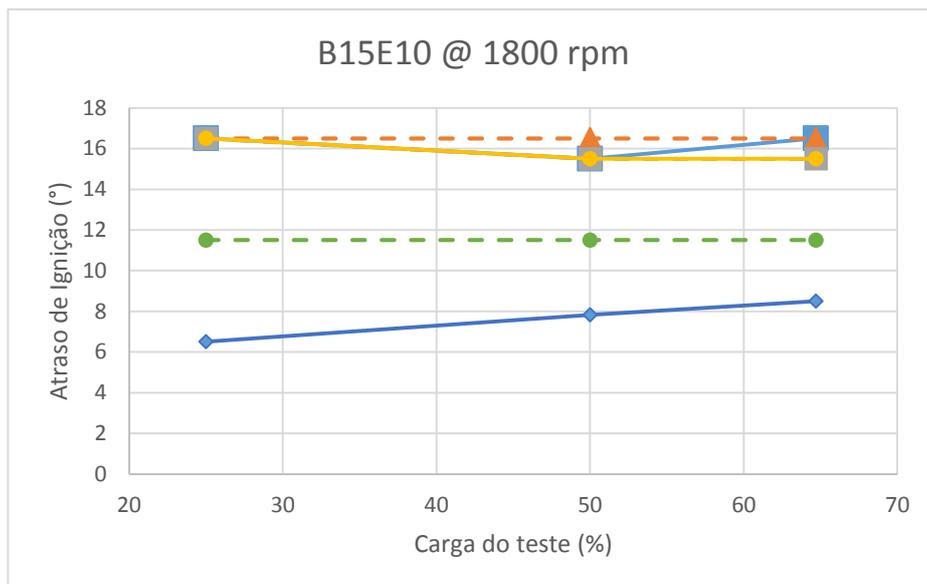


Figura 16: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E10 em função da carga por diferentes métodos.

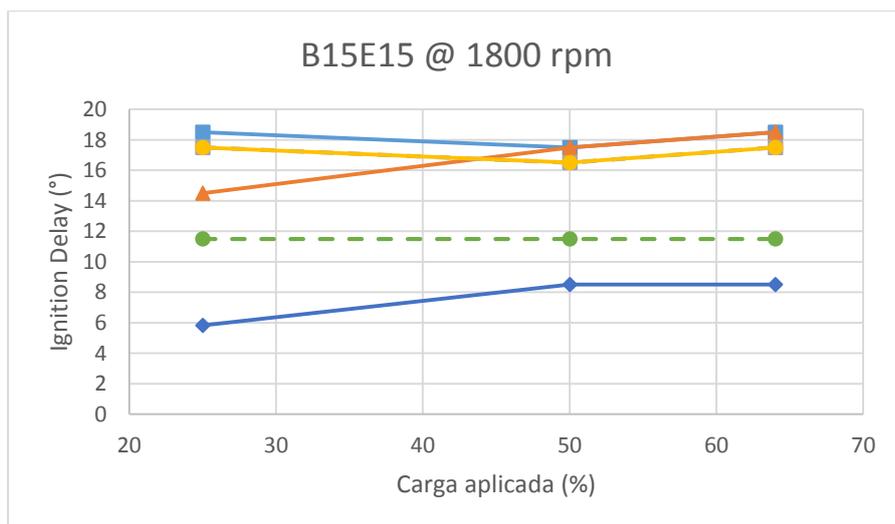
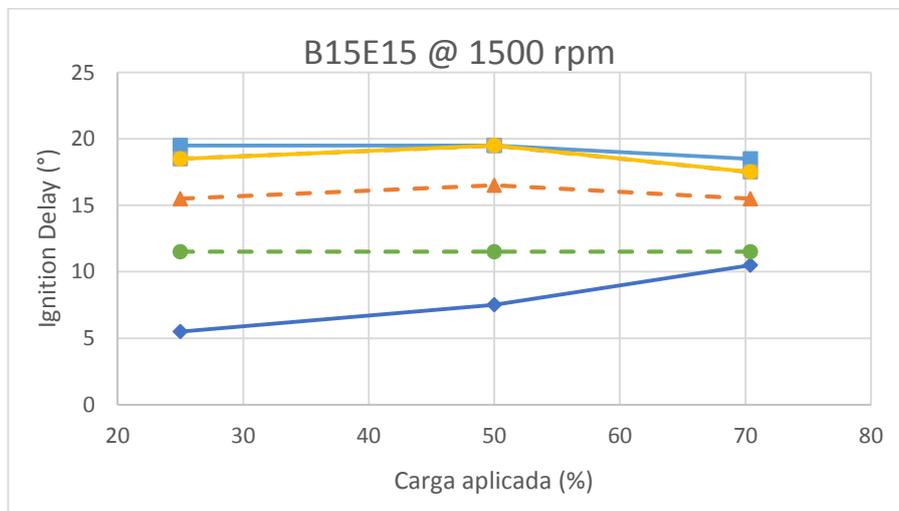
Como analisado no B7E0 [Pradelle, 2017], pode-se notar que os valores encontrados a partir das derivadas de segunda e terceira ordem da pressão, tanto da derivação numérica de segunda como de quarta ordem, tem seus valores muito próximos, sendo a derivada de terceira ordem mais precisa e sensível.

Nesta mistura, ocorreu um aumento dos atrasos de ignição para todos os métodos. Isso se deve ao fato de que o etanol tem um poder calorífico inferior

(PCI) bem abaixo das misturas anteriores. Com este PCI baixo, é necessário pressão e temperatura mais altas dentro do cilindro para ocorrer a ignição, portanto, o tempo até as condições chegarem a este ponto é maior que nas misturas anteriores.

4.1.5. Mistura B15E15

Abaixo estão as figuras relativas aos gráficos do atraso de ignição do B15E15.



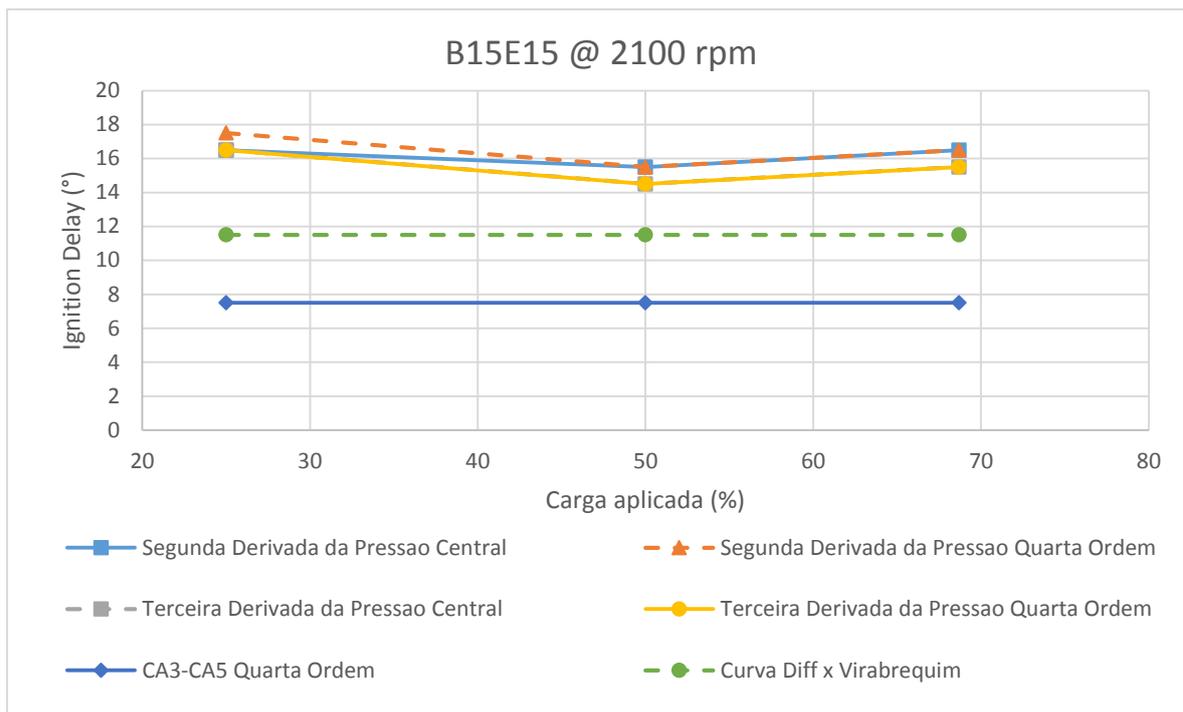


Figura 17: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E15 em função da carga por diferentes métodos.

Da mesma maneira como foi observado na mistura B15E10, o atraso de ignição da mistura B15E15 foi ainda maior, já que a porcentagem de etanol aumentou de 10 para 15%.

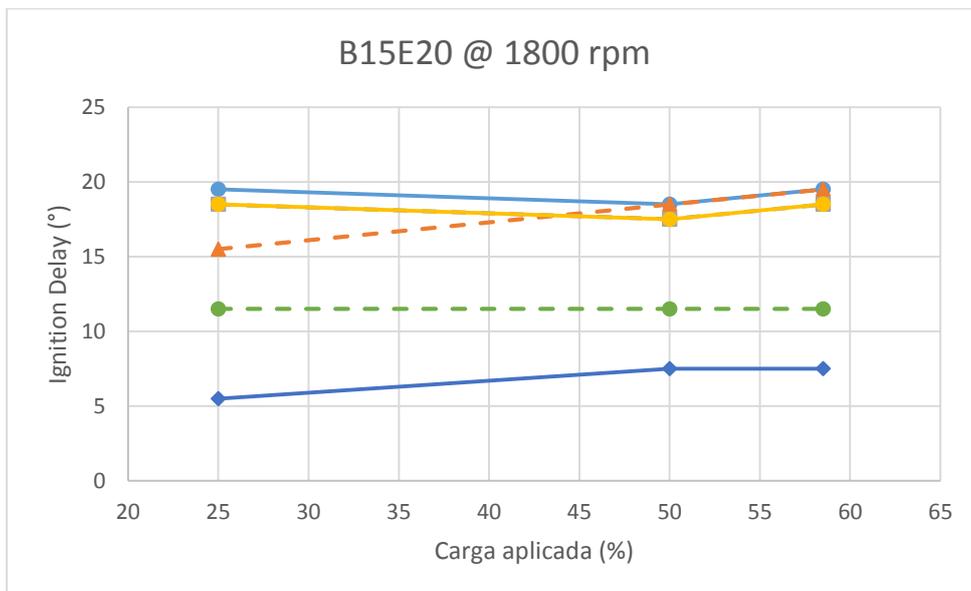
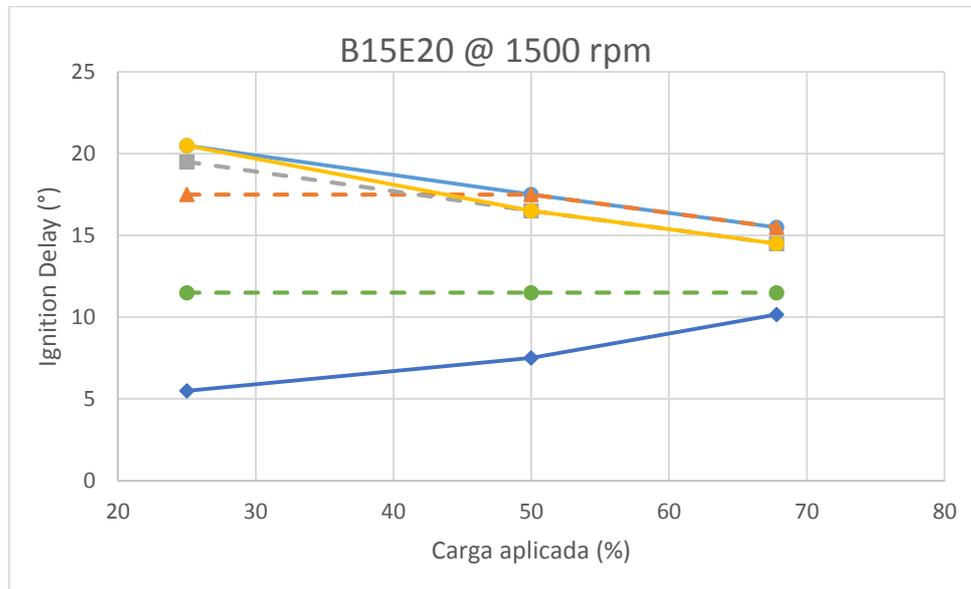
Nesta mistura, os dados da derivada de terceira ordem pelo método de quarta ordem ficaram flutuando em torno de um grau para cima e para baixo. Isso se deve a incerteza da abordagem numérica no *Matlab*. Porém, mesmo com essa flutuação, a precisão do método foi validada, estando sempre próximo dos valores teóricos.

Mais uma vez, as curvas dos métodos Diff e CA3 – CA5 ficaram ruins, estando o método CA3 – CA5 abaixo do PMS e o método Diff insensível a variações e ineficiente para atingir os valores ideais, em torno de 3,5° acima.

4.1.6. Mistura B15E20

Com o objetivo de comparar com a mistura B7E0 e B15E15, foram gerados os seguintes gráficos dos atrasos de ignição da mistura B15E20. Vale citar que, o máximo valor de torque diminui conforme adiciona-se etanol na mistura, devido ao menor conteúdo de energia no etanol e problemas na bomba de combustível.

No caso do diesel B15E20, o valor máximo de torque entre 55 a 70% do valor do torque total no B7E0 [Pradelle, 2017].



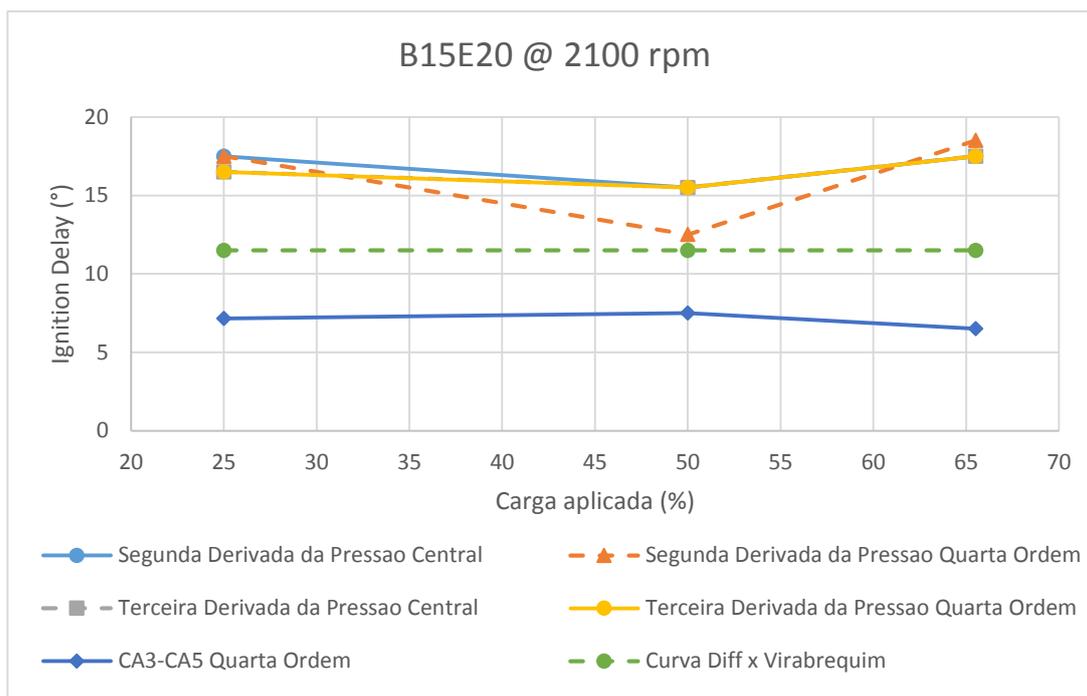


Figura 18: Variação do atraso de ignição para a mistura B15E0 em função da carga por diferentes métodos.

Os valores obtidos para esta mistura não ficaram tão próximos dos valores esperados, na medida que os valores não obtiveram decaimento com o aumento da carga ou então com o aumento da rotação.

Como esperado, os valores da derivada de terceira ordem se mostraram mais precisos, reforçando a validade do método. Os valores para os métodos CA3-CA5 continuam se mostrando muito abaixo do PMS e o método Diff não apresentou variação de valores, como esperado, não sendo sensível para a obtenção dos dados.

4.1.7. Conclusões parciais

De acordo com os gráficos traçados nos itens acima, ficou claro que o método mais preciso para o cálculo do atraso de ignição é pela derivada de terceira ordem da pressão pelo método de quarta ordem confirmando o que havia sido comprovado na tese anterior [SANTANA, 2017]. Este método demonstrou gerar valores mais coerentes com as variações esperadas, além de não requer muitas correções manuais de valores nos gráficos de ID pelo ângulo do

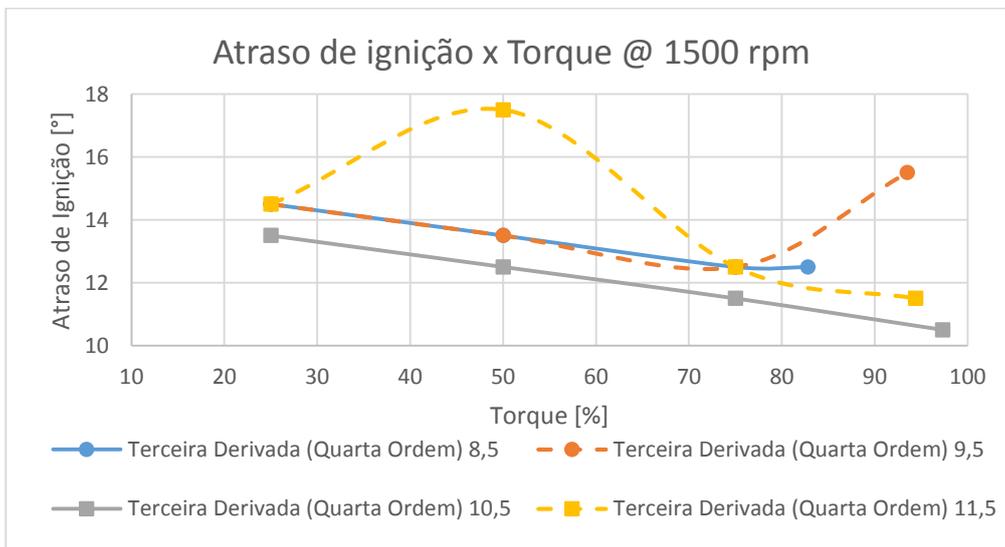
virabrequim gerados pelo *Matlab*, apesar de alguns métodos gerarem valores bem próximos ao método da derivada de terceira ordem.

4.2. Comparativo de atrasos de ignição por avanço

Com o objetivo de comparar as misturas a fim de relacionar o avanço com o aumento da eficiência térmica, foram traçados gráficos do ID pelo avanço de cada rotação, carga e mistura.

4.2.1. Mistura B15E5

Para a mistura B15E5, tem-se os seguintes gráficos abaixo.



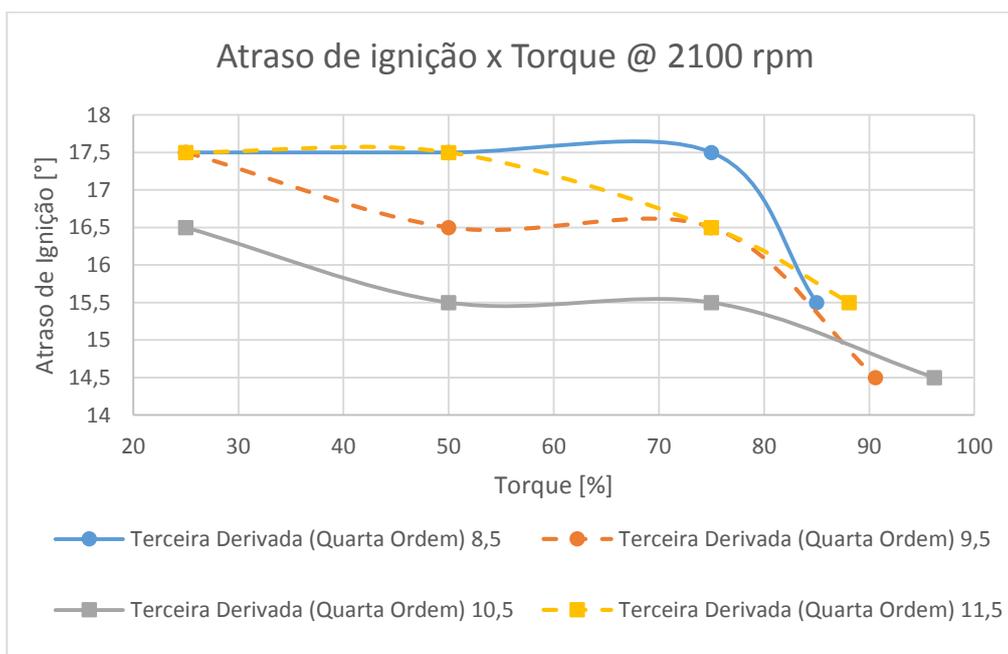
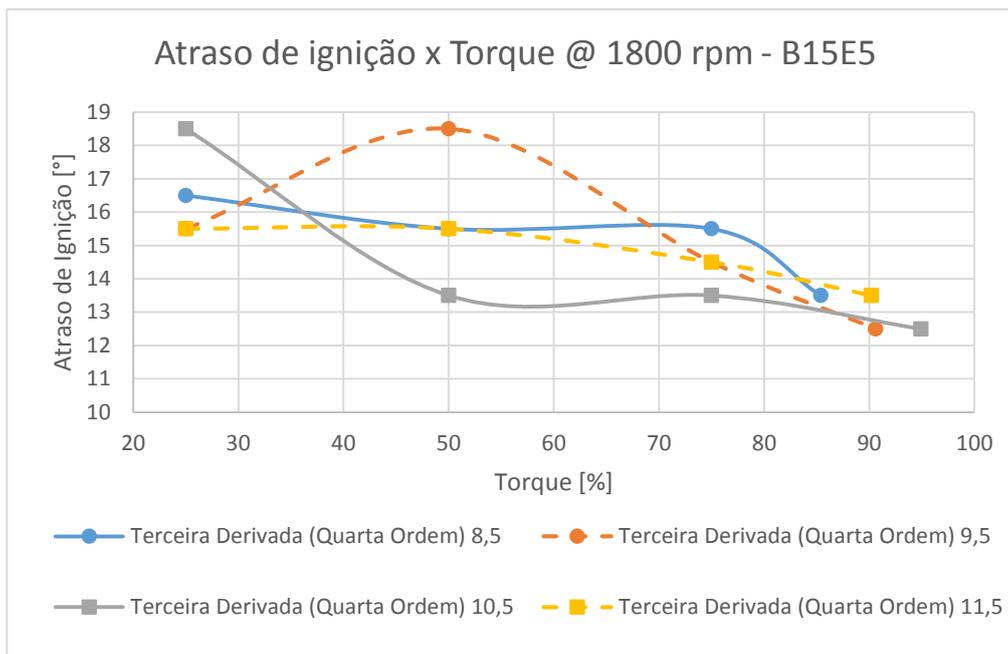
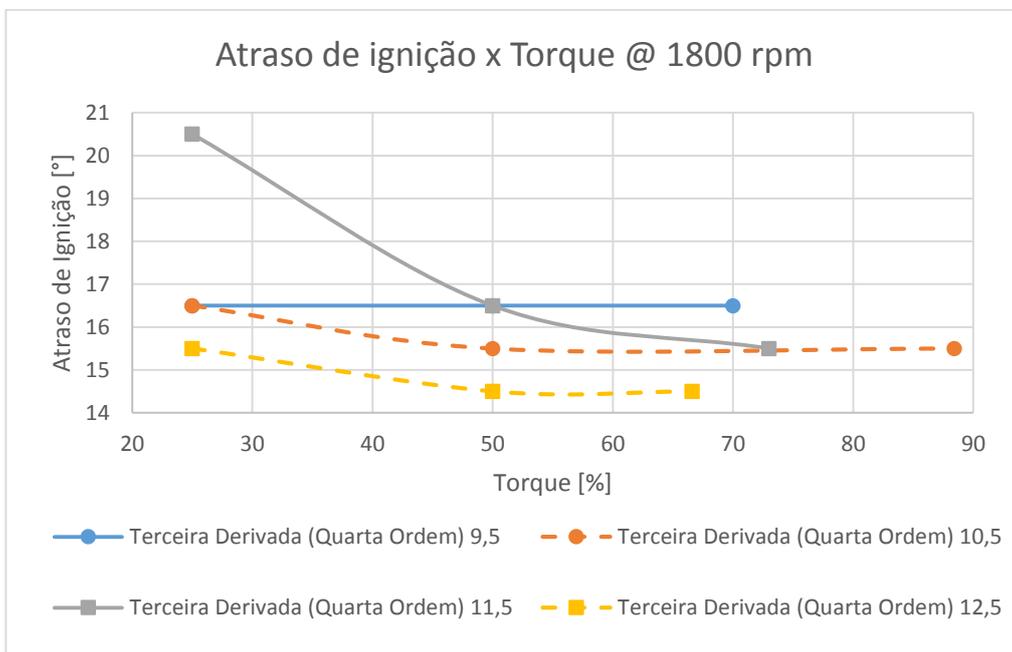
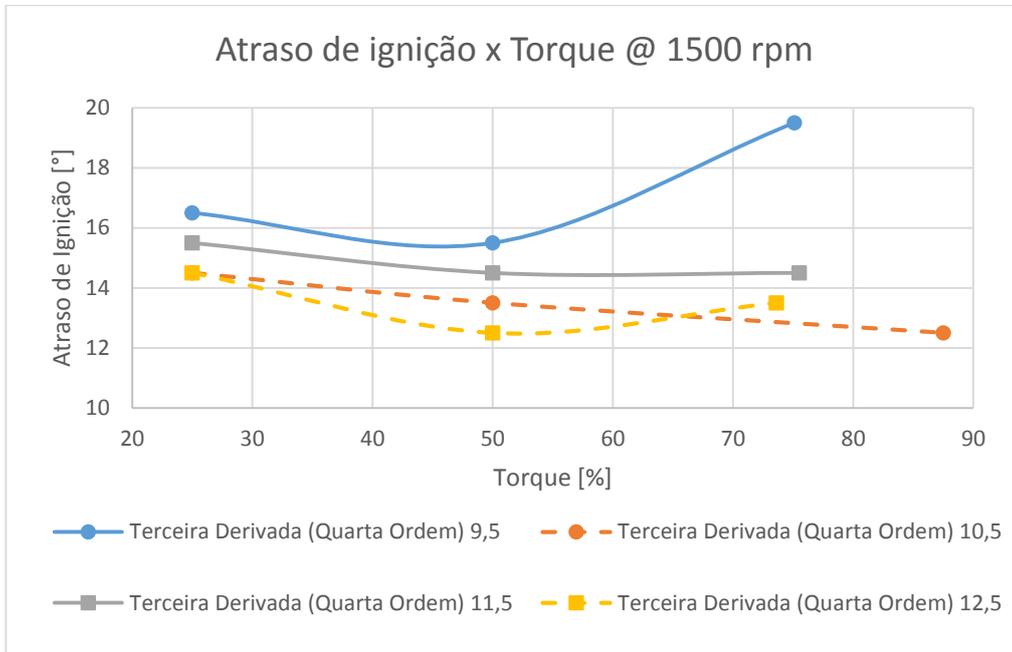


Figura 19: Gráficos de atraso de ignição em relação ao avanço para a mistura B15E5.

Para esta mistura, fica claro que o avanço do virabrequim que resultou em valores menores de atraso de ignição foi o avanço de 10,5°. Para 8,5° e 9,5°, o combustível é injetado muito cedo no cilindro, portanto a temperatura e pressão do mesmo não estão ainda adequadas para a autoignição. Já para o avanço de 11,5°, como a injeção acontece mais tarde, o pistão já atinge o PMS pouco após a injeção e começa a fase de expansão. Portanto, a autoignição demora mais a acontecer já que as condições começam a ficar desfavoráveis para a combustão.

4.2.2. Mistura B15E10

Os gráficos da mistura B15E10 estão ilustrados abaixo.



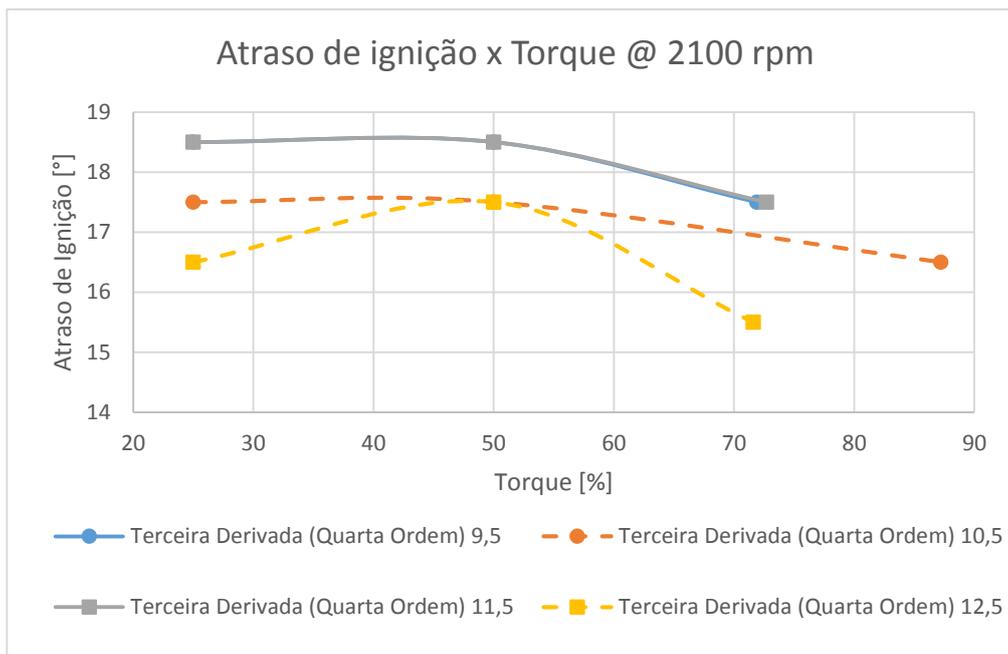
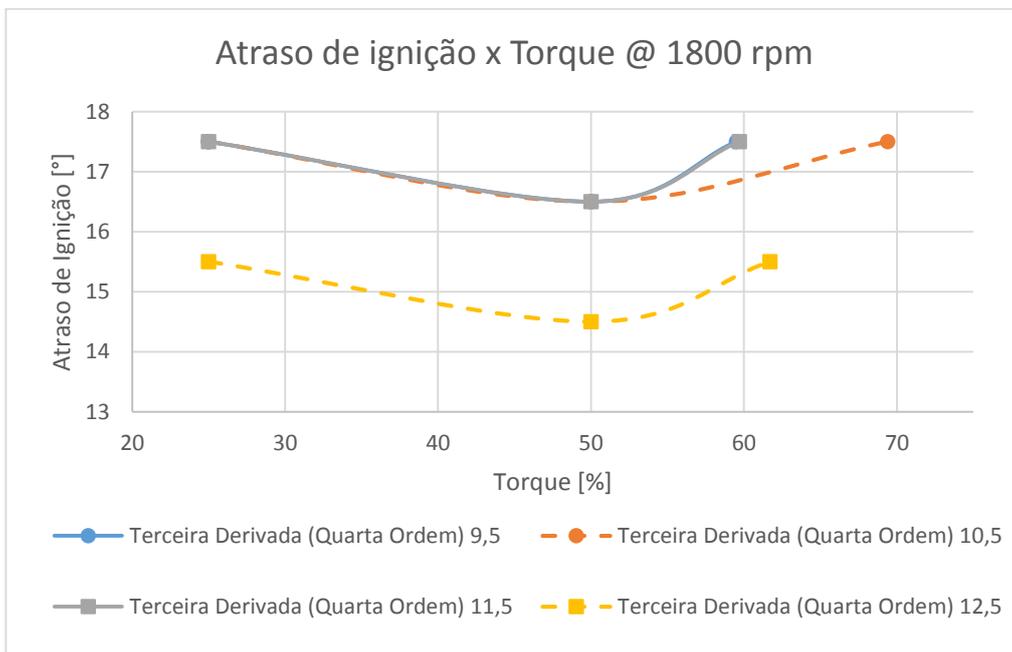
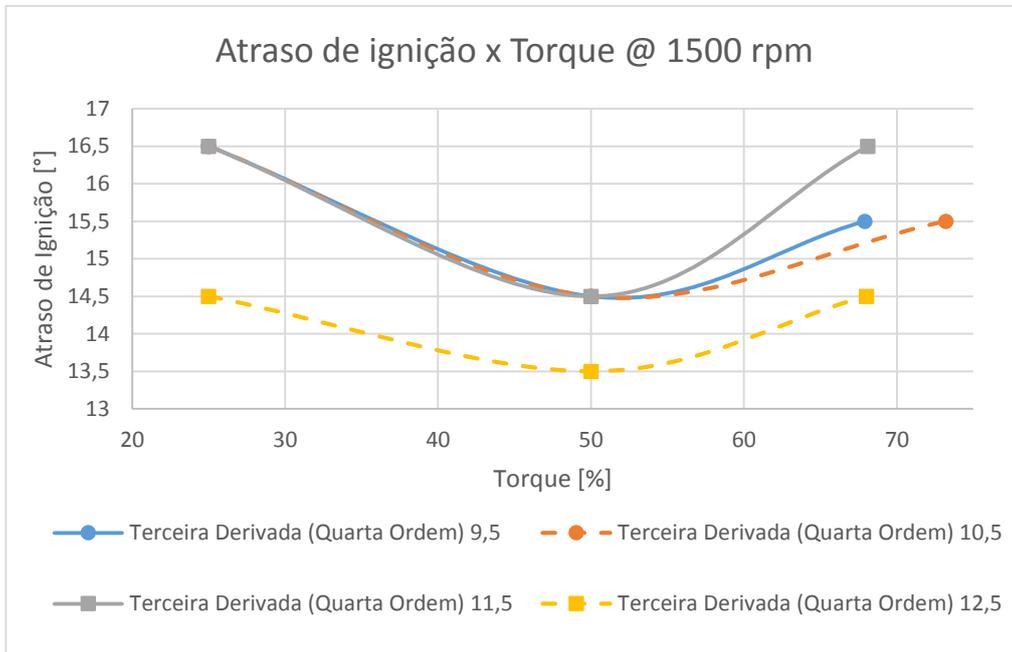


Figura 20: Gráficos de atraso de ignição em relação ao avanço para a mistura B15E10.

Para a mistura B15E10, os valores dos avanços de 10,5° e 11,5° ficaram bem próximos com exceção à rotação de 1800 RPM. Neste caso, o avanço de 10,5 continua sendo o mais eficaz uma vez que, além de resultar em atrasos de ignição menores em relação aos outros avanços, ele também consegue gerar um torque máximo bem maior.

4.2.3. Mistura B15E15

Para a mistura B15E15, tem-se os seguintes gráficos abaixo.



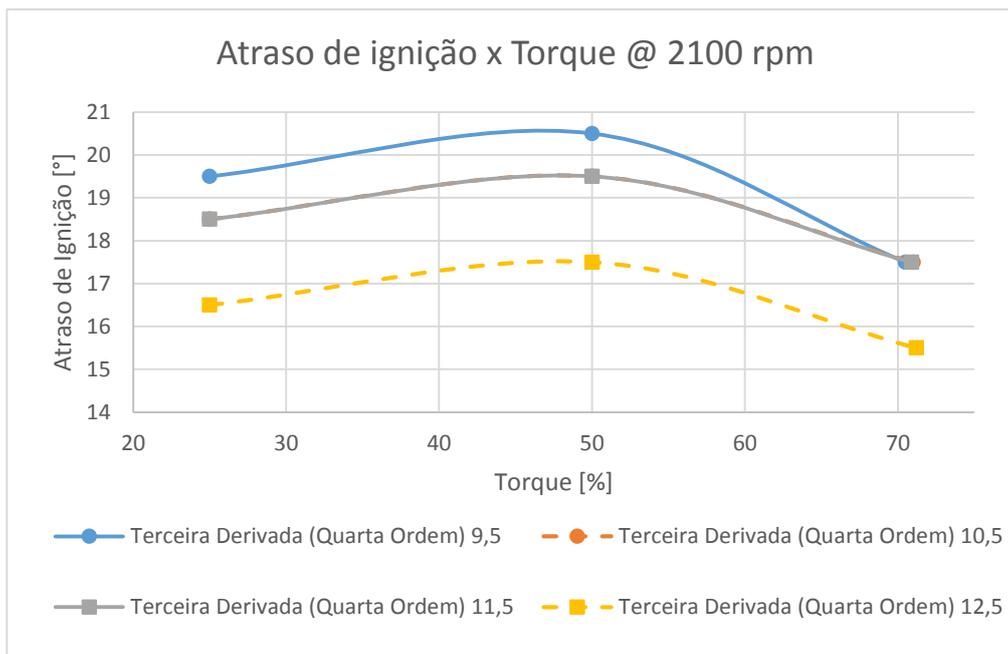
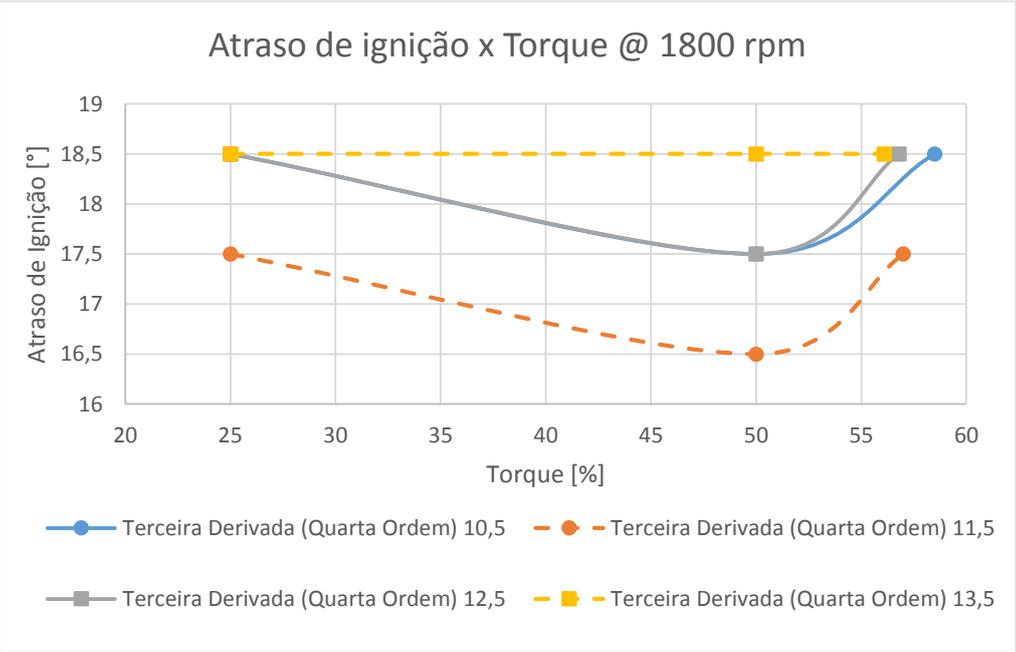
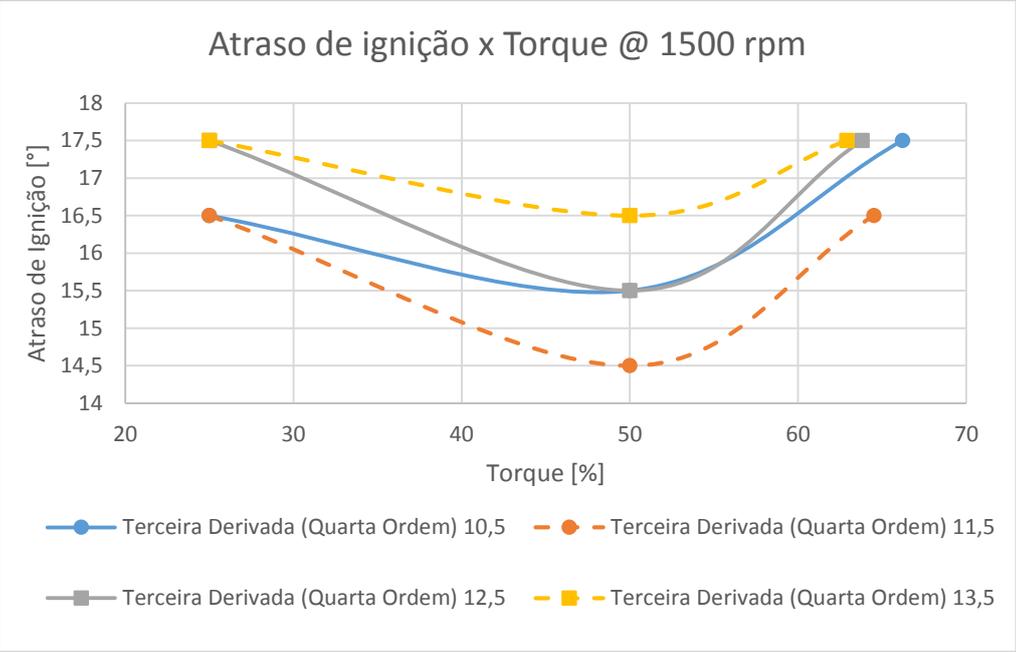


Figura 21: Gráficos de atraso de ignição em relação ao avanço para a mistura B15E15.

Para esta mistura B15E15, os resultados se aproximam dos resultados da mistura anterior (B15E10), já que os valores de ID para os avanços de 10,5° e 11,5° estão bem próximos, porém, o avanço de 10,5° consegue gerar um torque máximo maior, ou seja, o avanço de 10,5° é o mais eficaz também para este caso.

4.2.4. Mistura B15E20

Os gráficos da mistura B15E20 estão ilustrados abaixo.



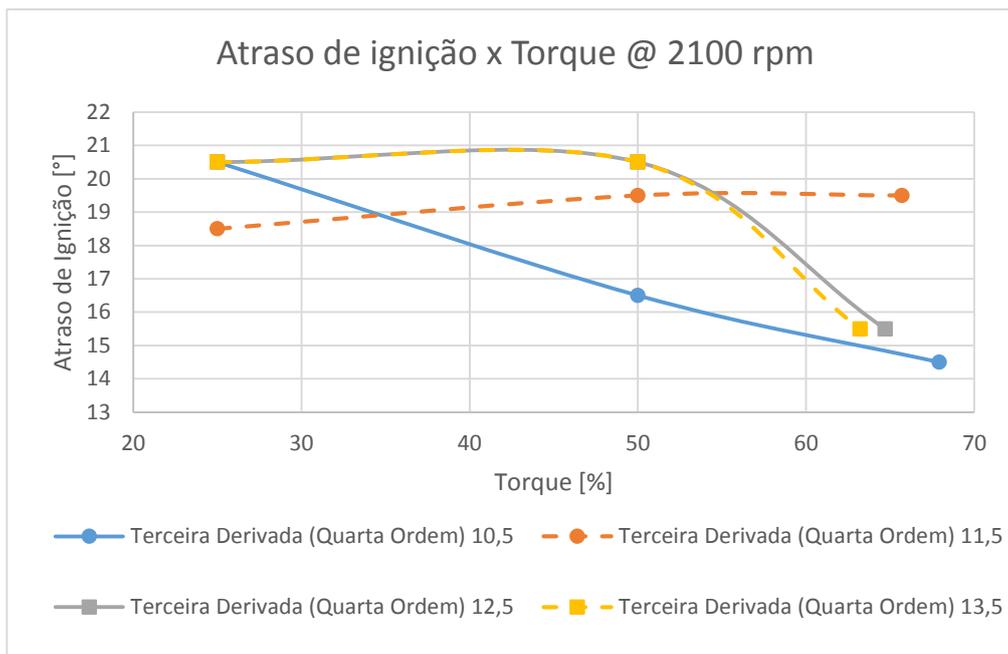


Figura 22: Gráficos de atraso de ignição em relação ao avanço para a mistura B15E20.

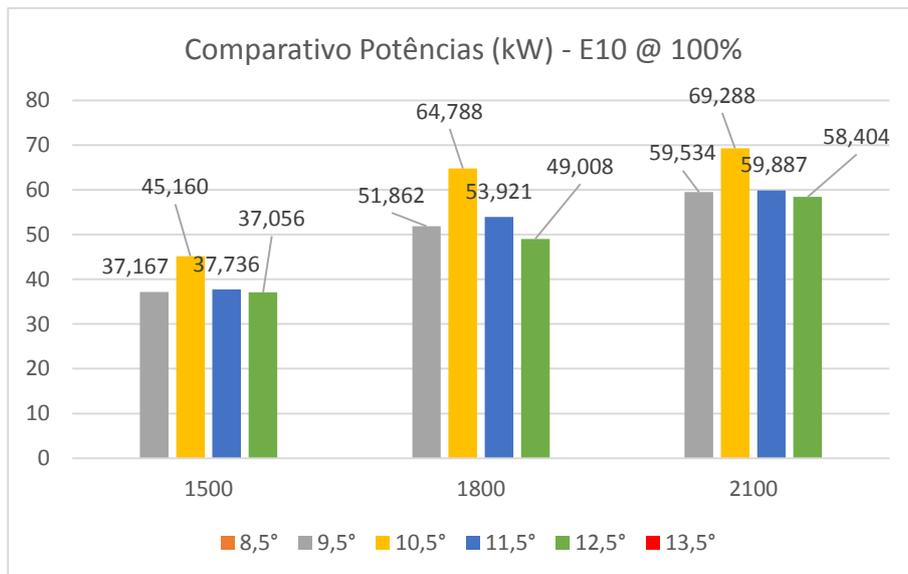
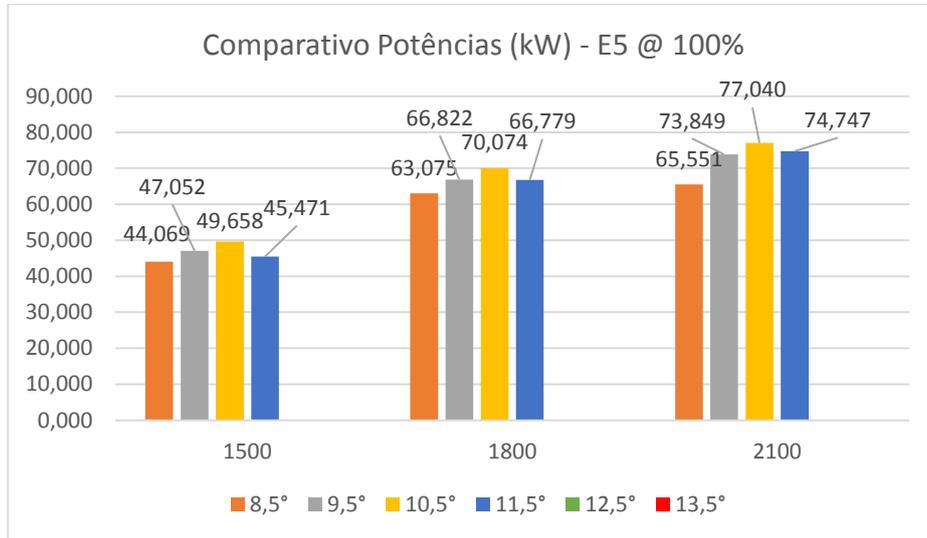
Para esta mistura, o avanço de 11,5° se mostrou mais eficaz para a redução do ID já que para estes avanços a mistura possui um tempo maior para se homogeneizar com o ar no cilindro. Os valores dos avanços de 13,5° ficaram bem acima, o que era esperado pelo motivo do combustível se misturar muito pouco no cilindro antes do pistão atingir o PMS, o que faz com que a autoignição demore mais a acontecer.

4.2.5. Conclusões parciais

Para os gráficos acima, verificou-se que, mais uma vez o avanço de 10,5° é o avanço mais eficaz para reduzir o ID, uma vez que somente para a mistura B15E20 os valores do ID com o avanço de 11,5° e de 12,5° para a mistura B15E15 se mostraram menores, mas para as outras três misturas, o avanço original se mostrou menor em todos os pontos do torque relativo ao torque máximo do B7E0 [PRADELLE, 2017].

4.3. Comparativo de potências

Com o objetivo de avaliar a potência máxima de cada combustível com porcentagem de etanol para cada avanço do virabrequim, foram plotados os gráficos abaixo.



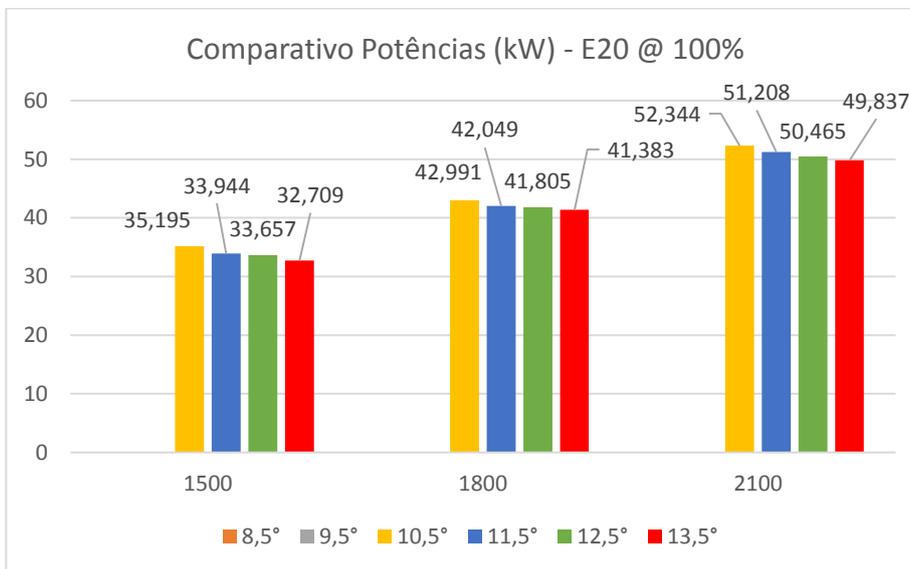
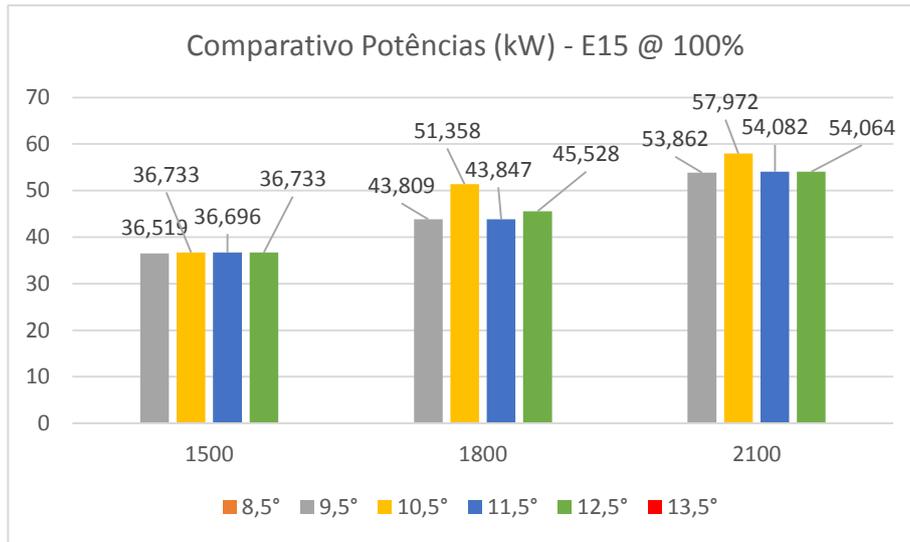


Figura 23: Gráficos comparativos de potências e avanços para cada mistura.

Fica claro que, à medida que a porcentagem de etanol aumenta na mistura, a potência em cada ponto diminui, pois, o poder calorífico de cada mistura vai diminuindo ao incrementar o etanol, sendo assim, a mistura B15E5 possui a maior potência na rotação de 2100 rpm com avanço de 10,5° com valor de 77,040 kW, enquanto nestas mesmas condições, a mistura B15E20 possui uma potência máxima de apenas 52,344 kW, ou seja, uma redução por volta de 30%.

Outro fato a ser observado é que em todas as misturas e para todas as rotações o avanço inicial de 10,5° foi o que resultou na maior potência. Isso ocorre por dois motivos, para avanços maiores que 10,5°, a temperatura e pressão na câmara de combustão ainda estão muito baixas no momento da injeção. Portanto,

não se utiliza de forma correta o poder calorífico do combustível. Já para os avanços abaixo de $10,5^\circ$, o momento da injeção ocorre tarde demais, ou seja, a mistura não possui tempo suficiente para a combustão mais eficiente antes do pistão alcançar o PMS. Sendo assim, verificou-se que o avanço original do motor de $10,5^\circ$ é o avanço que gera as maiores potências.

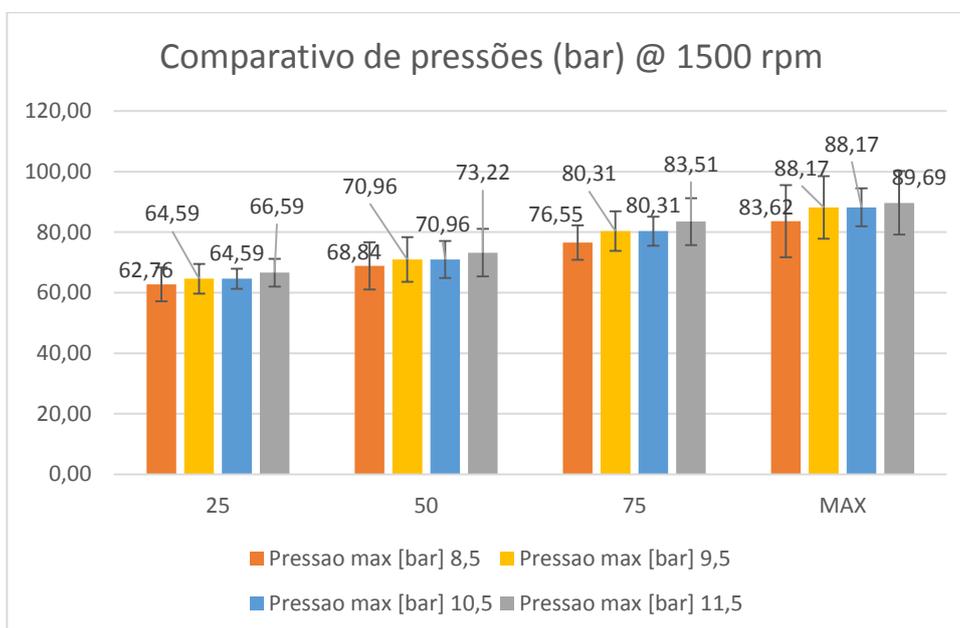
Vale ressaltar que, de acordo com estes gráficos, a potência sempre aumenta com a rotação como esperado.

4.4. Comparativo de pressões

Com o objetivo de comprovar a teoria que a pressão dentro do cilindro aumenta conforme a rotação e a carga aplicada, foram plotados os gráficos abaixo para cada mistura.

4.4.1. Mistura B15E5

Para a mistura B15E5, foram gerados os seguintes gráficos.



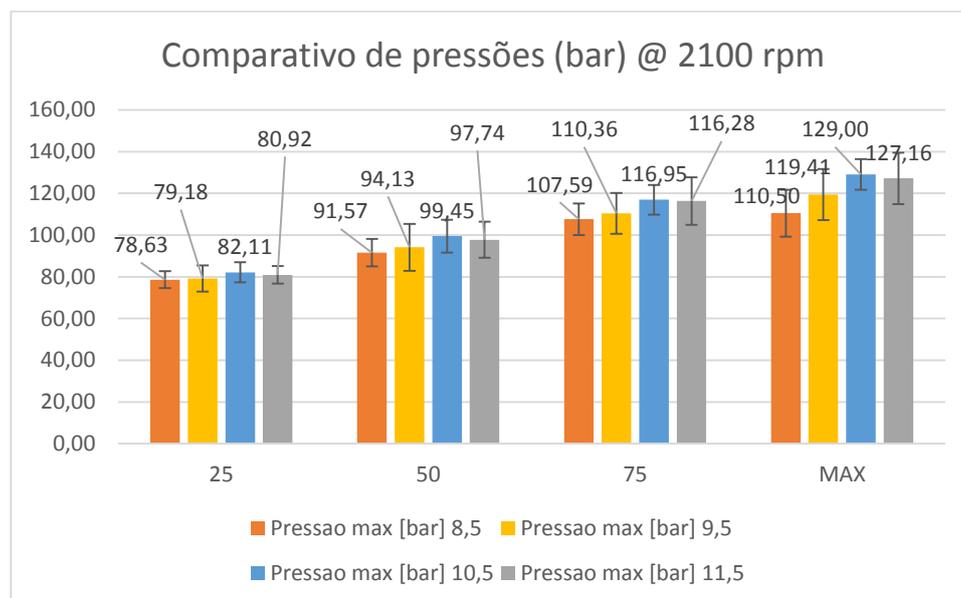
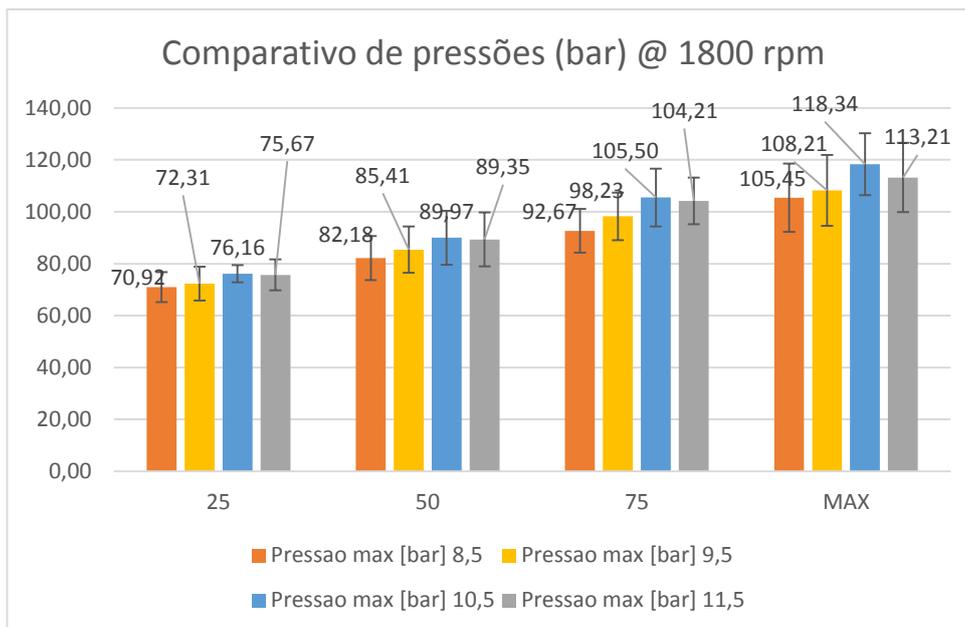


Figura 24: Gráficos comparativos de pressão para a mistura B15E5.

Como esperado, as pressões no cilindro sempre aumentaram à medida que o torque aplicado ao motor também aumentou. As pressões também aumentaram com rotações maiores, sendo a rotação de 2100 rpm com maiores pressões. Isso se deve ao fato de que com esta rotação, o cilindro fica com as mais altas temperaturas, resultando em maiores pressões.

Por último, verificou-se que o avanço de 10,5° foi o avanço com os maiores números de pressões, ficando com valores iguais ao avanço de 9,5° apenas na rotação de 1500 rpm. O avanço original do motor foi o melhor pois, a partir de

valores de avanços menores, a mistura ar-combustível não possui tempo suficiente para homogeneizar-se, ou seja, a combustão não ocorre de forma completa, logo as pressões geradas pela ignição são menores.

4.4.2. Mistura B15E10

Foram gerados os mesmos gráficos para a mistura com 10% de etanol, a B15E10, porém a fim de deixar este relatório mais conciso e menos repetitivo, os valores para esta mistura estão na Tabela A anexada no apêndice ao final deste relatório que contém todos os valores de pressão máxima, posição da pressão máxima e eficiência de combustível para todas as misturas com etanol e com seus respectivos avanços.

Mais uma vez, como esperado as pressões maiores foram obtidas com as maiores rotações. O avanço de 12,5° se mostrou o avanço com maiores pressões obtidas, o que está dentro do esperado teoricamente, já que com o aumento da porcentagem de etanol, é necessário injetar mais cedo para uma melhor combustão.

4.4.3. Mistura B15E15

Para a mistura B15E5, da mesma maneira que a mistura acima, os valores obtidos estão na tabela em anexo no apêndice ao final.

Como esperado, as maiores pressões foram obtidas com as maiores rotações e maiores cargas aplicadas. Para esta mistura, o avanço de 12,5° se mostrou o avanço com maiores pressões obtidas, mais uma vez fora do padrão teórico, uma vez que este avanço não deveria produzir pressões tão altas.

4.4.4. Mistura B15E20

Para a última mistura, B15E20, os valores gerados também estão na tabela anexada no apêndice.

Para esta mistura e mais uma vez como esperado, as maiores pressões foram obtidas com as maiores rotações e maiores cargas aplicadas. Para esta mistura, o avanço de 13,5° se mostrou o avanço com maiores pressões obtidas,

o que não está dentro do esperado teoricamente, como explicado anteriormente, quanto mais etanol, a injeção deveria acontecer mais cedo.

4.4.5. Conclusões parciais

Para esta análise das pressões obtidas durante os testes, confirmou-se o que o referencial teórico define, ou seja, a pressão cresce à medida que se aumenta a rotação do motor e também aumenta quando a carga aplicada ao motor cresce. Além disso, a mistura que demonstrou as maiores pressões entre as misturas com porcentagem de etanol foi a mistura B5E5. Isto já era esperado, uma vez que o PCI desta mistura é o mais alto comparado ao PCI das outras. Logo, o poder de gerar pressões mais altas é o maior.

Para a análise de qual avanço gerou as maiores pressões, não foi observado um certo padrão, já que para a primeira mistura, o avanço $10,5^\circ$ mostrou-se o melhor, porém para as misturas B15E10 e B15E15 o avanço com maiores pressões foi de $12,5^\circ$ e para a última mistura B15E20 foi o ângulo de $13,5^\circ$.

4.5. Comparativo de posição de máxima pressão

Para relacionar as pressões máximas com as posições destes pontos, foram gerados gráficos para os instantes respectivos de máximas pressões a fim de relacionar com a eficiência e potência.

4.5.1. Mistura B15E5

Para a mistura B15E5, foram gerados os seguintes gráficos que comparam as posições dos instantes de pressão máxima no cilindro. A é contada a partir do instante da injeção.

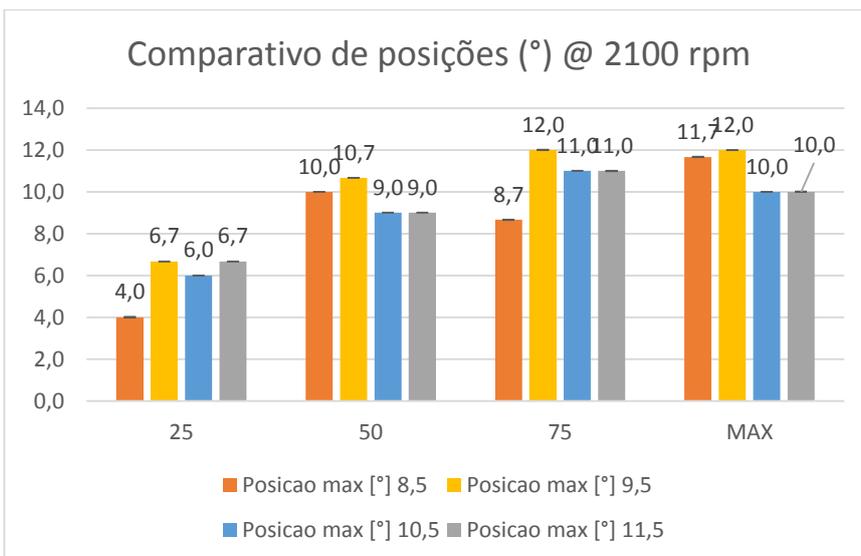
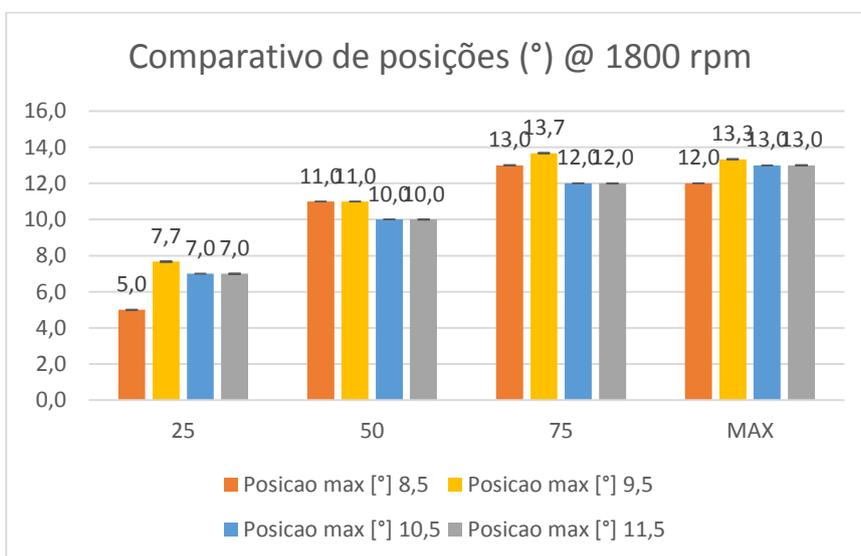
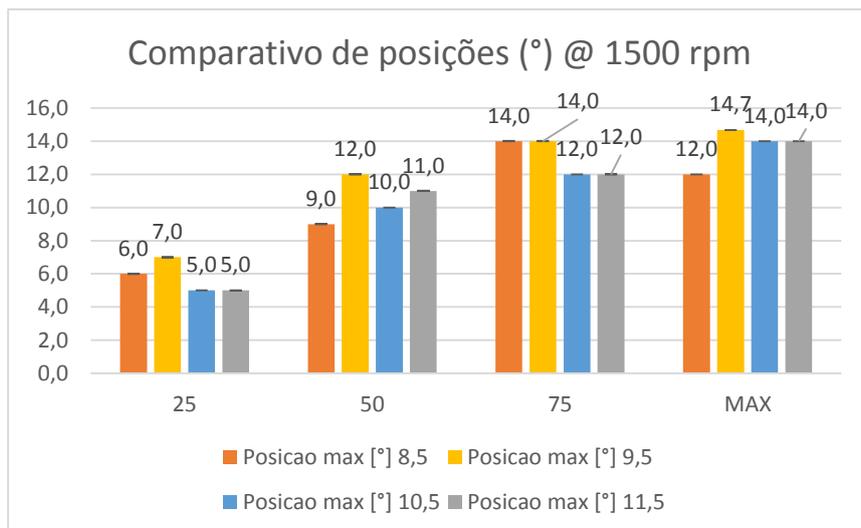


Figura 25: Gráficos comparativos da posição de pressão máxima para a mistura B15E5.

Como foi possível visualizar nos gráficos acima, os valores dos instantes nos quais as pressões eram as máximas confirmam os valores de pressões máximas do item comparativo de pressões, uma vez que para pressões máximas com valores baixos, a posição registrada possui valores menores, enquanto para maiores pressões, os valores aumentam de acordo com o torque aplicado, já que com maiores torques, o motor necessita de mais tempo para combustão.

Além disso, percebe-se que com o aumento da rotação, a posição de pressão máxima fica cada vez menor, ou seja, o tempo entre a injeção do combustível e o ponto de maior pressão estão cada vez mais próximas, uma vez que com maiores rotações, a câmara de combustão está com condições mais favoráveis para a combustão e esta ocorre mais rapidamente.

Os avanços de 10,5° e 11,5° obtiveram as posições mais baixas de pressões máximas, portanto, o atraso de ignição para este avanço é o menor, confirmando o que havia sido avaliado anteriormente de que estes avanços também são os melhores para a redução do ID.

4.5.2. Mistura B15E10

Para a mistura B15E10, os resultados obtidos estão demonstrados na tabela A no apêndice deste relatório por consulta. Os valores obtidos ficaram semelhantes aos dos gráficos para a mistura B15E5 confirmando o padrão de aumento de posição para cargas aplicadas maiores e redução de posição para aumento de rotações. Mais uma vez, os avanços de 10,5° e 11,5° demonstraram as menores posições, sendo assim, os menores ID's.

4.5.3. Mistura B15E15

Com a mistura B15E15, os valores respeitaram o padrão das misturas anteriores, porém o avanço com menores posições foi o de 11,5°, ou seja, o avanço com menor ID.

Os valores estão na tabela em anexo no apêndice.

4.5.4. Mistura B15E20

Por último, a mistura B15E20 cujos valores também estão na tabela A do apêndice demonstraram o mesmo padrão das misturas anteriores e, novamente, possuindo o avanço de $11,5^\circ$ como o avanço com as menores posições de pressão máxima na maioria dos pontos, ou seja, menor atraso de ignição.

4.5.5. Conclusões parciais

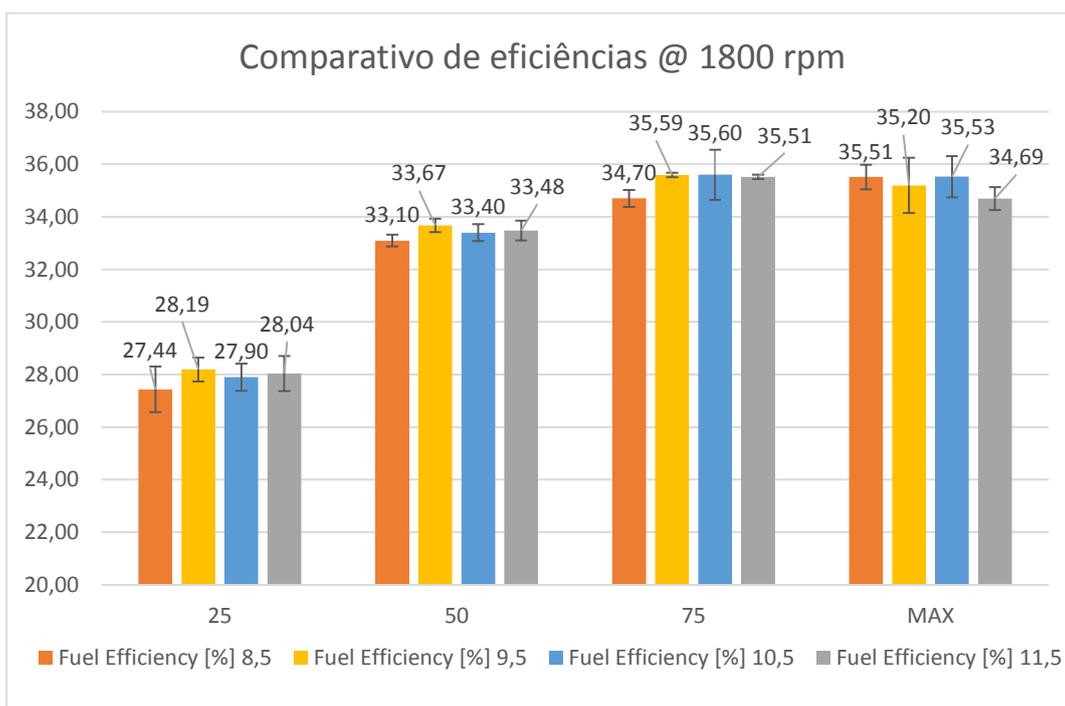
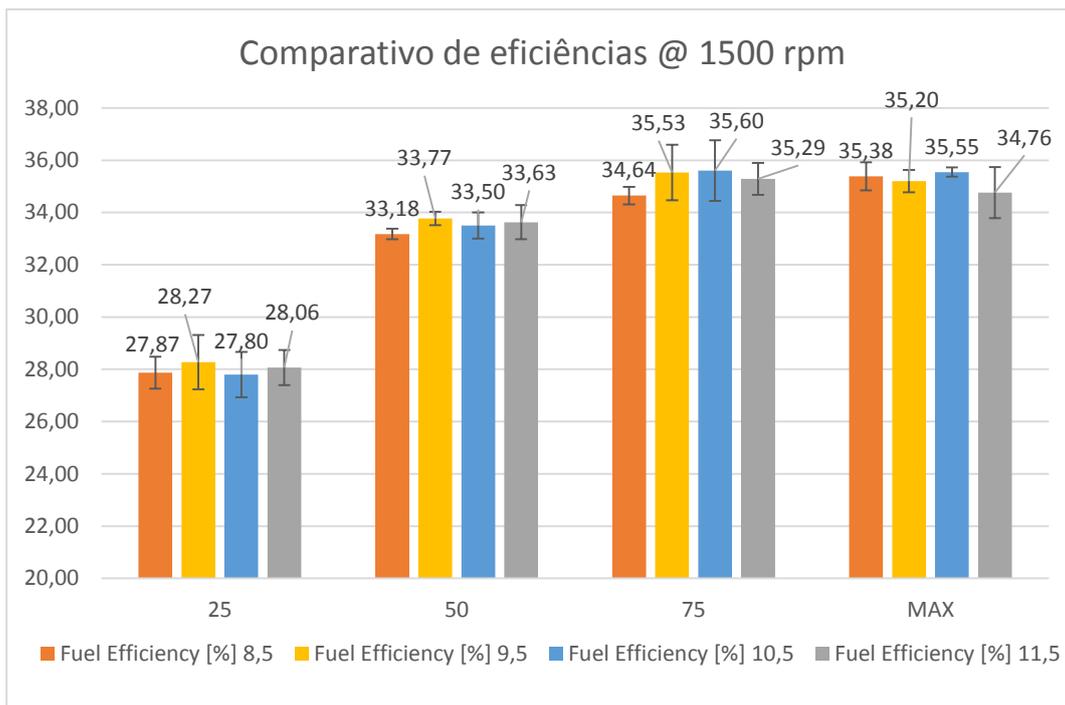
Como foi possível visualizar nos gráficos para a mistura B15E5 e com os valores das outras misturas na tabela em anexo no apêndice, os valores de posição de pressão máxima aumentam com a carga e diminuem com a rotação. Os avanços de $10,5^\circ$ e $11,5^\circ$ foram os avanços com menores posições, logo possuindo os menores atrasos de ignição, validando parcialmente o que fora concluído anteriormente ao comparar-se os avanços com os ID's.

4.6. Comparativo de eficiências

No intuito de verificar qual mistura e qual avanço do virabrequim obtiveram as maiores eficiências térmicas, foram plotados os gráficos abaixo a partir dos valores obtidos pelos cálculos do código *Matlab*. Todos os valores de eficiência possuem uma barra de erros com valores dos desvios padrões relativos às medidas dos testes com as misturas no motor. O erro é de $\pm 2\sigma$.

4.6.1. Mistura B15E5

Para a mistura B15E5, foram plotados os gráficos abaixo com os valores de eficiência de acordo com as rotações, torques e avanços.



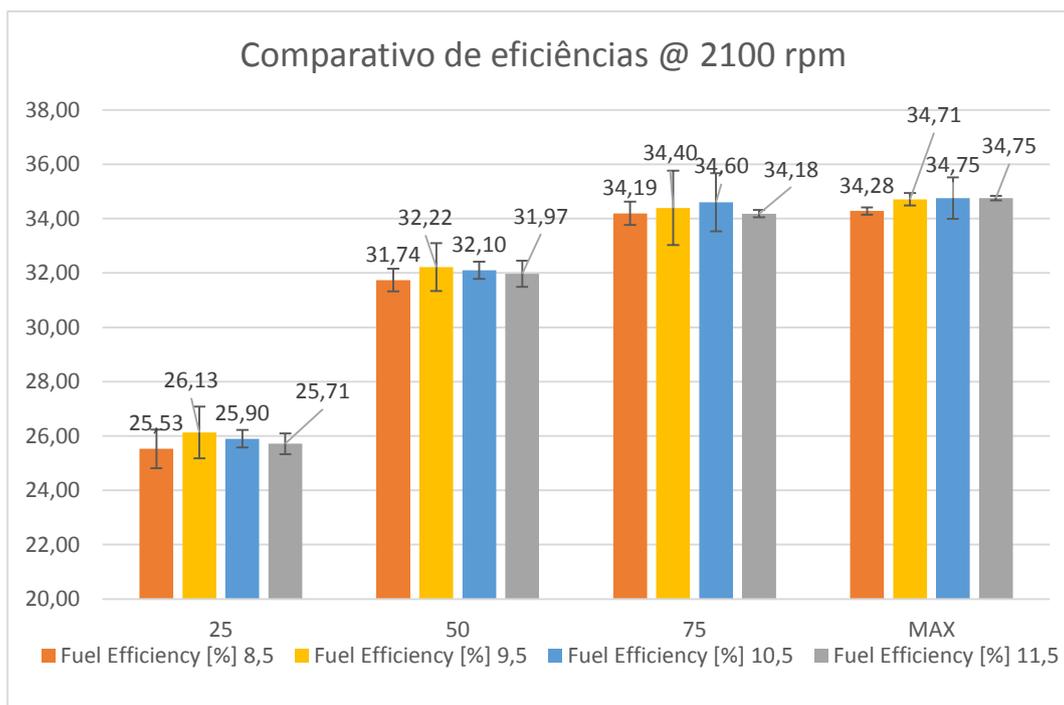


Figura 26: Gráficos comparativos de eficiência para a mistura B15E5.

Como era esperado, os valores de eficiência aumentam à medida que o torque do motor aumenta até o ponto de 75% do torque máximo da mistura em relação ao torque máximo da mistura B7E0 [Pradelle, 2017]. O ponto seguinte é o ponto de máximo torque da mistura em relação à mistura B7E0 [Pradelle, 2017] que varia entre 92% e 97% e os valores de eficiência tenderam a diminuir para as rotações de 1500 e 1800 rpm. Para 2100 rpm, os valores de máximo ainda aumentaram, porém com valores bem próximos ao ponto de torque anterior.

Foi possível perceber que o avanço do virabrequim de maior eficiência foi de 10,5°, ou seja, o avanço original do motor. Para as rotações de 1500 e 1800 rpm isso ficou claro.

Para esta mistura, a rotação mais eficiente comparada em todos os avanços foi em 1500 rpm. Isso se deve ao fato de como esta mistura possui um PCI ainda mais alto que as outras misturas com mais percentual de etanol, a combustão já ocorre suficientemente a baixas rotações, sendo as rotações de 1800 e 2100 rpm com eficiências cada vez menores respectivamente.

A fim de melhor visualização dos resultados acima, foram plotados os gráficos abaixo.

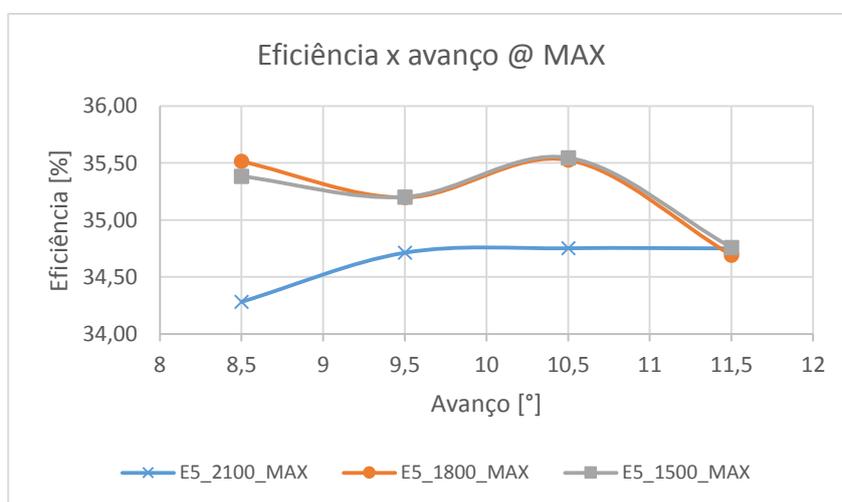
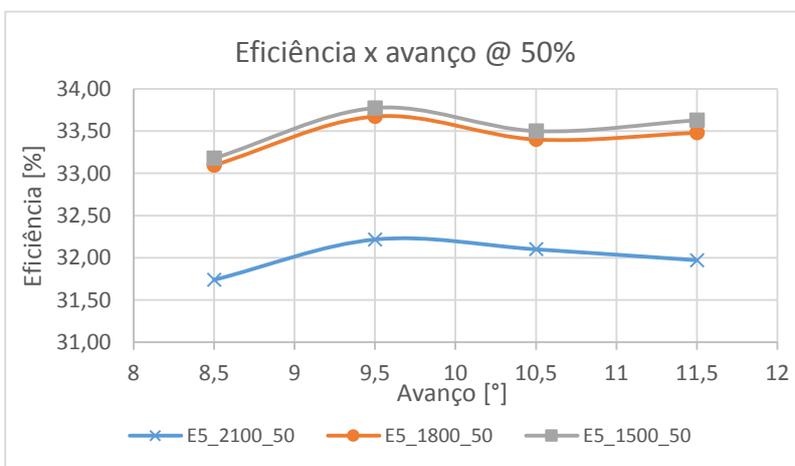
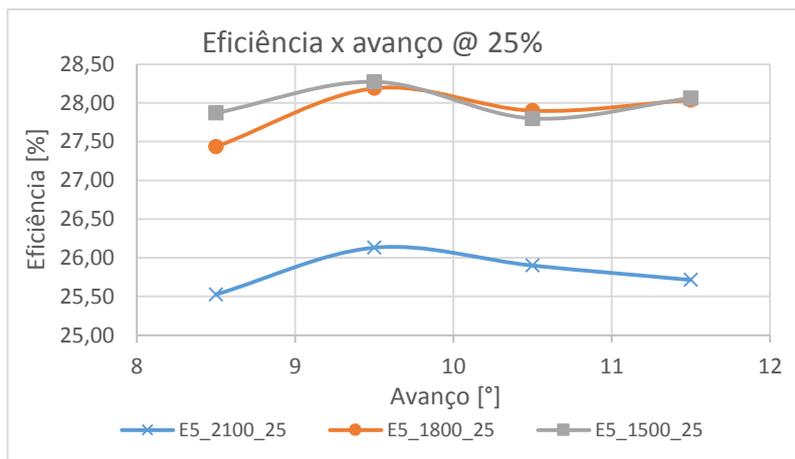


Figura 27: Gráficos de eficiência por avanço para a mistura B15E5.

4.6.2. Mistura B15E10

Para comparar com a mistura anterior, também foram plotados os mesmos gráficos para a mistura B15E10 a fim de obter os valores de eficiência, porém a

fim de deixar este relatório mais conciso e menos repetitivo, os valores para esta mistura estão na “Tabela comparativa de eficiências para as misturas e avanços” anexada no apêndice ao final deste relatório.

Mais uma vez, como era esperado, os valores de eficiência aumentam à medida que o torque do motor aumenta, sendo a maior eficiência no torque máximo da mistura em relação ao torque máximo da mistura B7E0 [Pradelle, 2017] que, para esta mistura, varia entre 66% e 88%.

O avanço do virabrequim de maior eficiência foi de 10,5° para todas as rotações. Em alguns pontos, o valor de avanço se 12,5° demonstrou valores maiores, porém possui um desvio padrão muito grande, o que acredita-se ser a causa de valores tão altos.

Para esta mistura, a rotação mais eficiente comparada em todos os avanços foi em 1800 rpm, embora alguns valores de avanço estejam fora do padrão como os avanços de 12,5° no torque máximo. Como esta mistura possui um PCI um pouco menor que a mistura anterior, a combustão ocorre mais eficientemente em rotação média, já que necessita temperatura e pressão maiores para uma queima mais eficiente, mas, ao mesmo tempo, não ocorre na maior rotação já que nela o gasto de combustível é grande, tornando uma combustão não tão eficiente.

4.6.3.Mistura B15E15

Para comparar com as misturas anteriores, também foram plotados os mesmos gráficos para a mistura B15E15 com os valores de eficiência que estão na tabela em anexo no apêndice.

Mais uma vez, como era esperado, os valores de eficiência aumentam à medida que o torque do motor aumenta, sendo a maior eficiência no torque máximo da mistura em relação ao torque máximo da mistura B7E0 [Pradelle, 2017] que, para esta mistura, varia entre 59% e 73%.

O avanço do virabrequim de maior eficiência foi de 11,5° para todas as rotações, isso ocorre devido ao fato da mistura possuir um PCI menor que as misturas anteriores, portanto, a combustão mais eficiente ocorre a temperaturas e pressões maiores quando o pistão está mais próximo do PMS.

Igualmente à mistura B15E10, a rotação mais eficiente comparada em todos os avanços foi em 1800 rpm, embora, no torque máximo, alguns valores tenham fugido do padrão ao resultarem em valores maiores na rotação de 2100 rpm. Da mesma forma que a mistura B15E10, como o PCI desta mistura um pouco menor, a combustão ocorre mais eficientemente à média rotação pelo mesmo motivo de necessitar temperatura e pressão maior para uma combustão mais completa e eficiente.

4.6.4. Mistura B15E20

Por último, a mistura B15E20 cujos valores de eficiência de acordo com os avanços, rotações e cargas também estão disponíveis na tabela no apêndice.

Como para todas as outras misturas, os valores de eficiência aumentam à medida que o torque do motor aumenta, sendo a maior eficiência no torque máximo da mistura em relação ao torque máximo da mistura B7E0 [Pradelle, 2017] que, para esta mistura, varia entre 56% e 67%.

Para esta mistura, o avanço do virabrequim de maior eficiência também foi de 11,5° para todas as rotações da mesma forma que a mistura B15E15. Como esta mistura possui o menor PCI em relação as outras, a combustão mais eficiente ocorre a temperaturas e pressões maiores quando o pistão está mais próximo do PMS. Porém, para os ângulos de 12,5 e 13,5° a eficiência já cai porque, ao se injetar o combustível neste ponto, já que as condições a partir deste ponto começam a não ser favoráveis para a combustão.

Para os valores de 10,5° e 11,5°, a rotação mais eficiente foi em 1800 rpm, embora, no torque máximo. Para os valores de 12,5° e 13,5°, como está muito próximo do PMS, os valores já se tornam aleatórios, não demonstrando um padrão a ser definido. Da mesma forma que a mistura B15E10, como o PCI desta mistura um pouco menor, a combustão ocorre mais eficientemente à média rotação pelo mesmo motivo de necessitar temperatura e pressão maior para uma combustão mais completa e eficiente. A rotação de 2100 rpm não foi a mais eficiente já que o consumo de combustível é muito alto, tornando a combustão pouco eficiente.

4.6.5. Conclusões parciais

Com todos os gráficos acima, foi possível perceber que para as misturas B15E5 e B15E10, o avanço mais eficiente foi de 10,5°; portanto, para as misturas B15E15 e B15E20, o avanço mais eficiente foi de 11,5°. Isso se deve ao fato de que as primeiras misturas possuem PCI's maiores que as misturas seguintes, portanto, a autoignição acontece com mais facilidade mesmo quando a temperatura e pressão não estão tão altas quanto no ponto de 11,5°.

Além disso, para todas as misturas, com exceção da B15E20 que gerou valores mais aleatórios, a rotação que se mostrou mais eficiente foi a de 1800 rpm. Isso já era esperado uma vez que na rotação de 1500 rpm, como as condições no cilindro ainda não estão adequadas para autoignição, a combustão não ocorre de forma correta, injetando-se mais combustível para a ignição. Para a rotação de 2100 rpm, a câmara está com temperatura e pressão tão altas que, ao injetar o combustível no cilindro, não há tempo de ocorrer uma mistura homogênea com o ar, portanto, ocorre uma combustão incompleta que reduz a eficiência.

A mistura B15E10 demonstrou ser a mais eficiente, uma vez que gerou os valores mais altos para as eficiências para quase todas das rotações, cargas aplicadas e avanços.

5 Conclusão

Para este estudo, foram utilizados dados já obtidos em outra dissertação do departamento de engenharia mecânica da PUC-Rio [Guedes, 2017] e, a partir deles, foram obtidos valores de atraso de ignição, eficiência e potência que foram obtidas variando-se a mistura utilizada, o avanço do virabrequim, a rotação e o torque aplicado.

Como demonstrado e explicado, o modo mais eficiente e preciso para medir o ID foi pela derivada de terceira ordem da pressão indicada com o método de quarta ordem, já que respeita o padrão teórico de que o ID deve diminuir ao aumentar-se a rotação e o torque aplicado.

Foi proposto um estudo para avaliar a variação do atraso de ignição alterando-se o avanço do virabrequim no ponto de injeção do combustível. Como descrito nos gráficos e valores durante este estudo, foi definido o avanço de $10,5^\circ$ como o avanço mais eficaz na redução do ID, uma vez que gerou os menores valores de atraso para as rotações, misturas e cargas. Além disso, as misturas B7E0 e B15E0 possuíram os menores ID's, o que era esperado já que possuem PCI's maiores, portanto, o poder de autoignição é maior. Para as misturas com algum percentual de etanol, a mistura com menor ID foi a B15E5, uma vez que seu PCI é o mais alto, exatamente como esperado.

Para complementar este estudo, foi desenvolvida uma série de gráficos com valores de potência gerada no motor de acordo com a mistura e rotação. Foi verificado que a mistura com etanol de maior potência foi a B15E5 devido ao fato de possuir o maior PCI. Além disso, o avanço de $10,5^\circ$ também resultou nos valores de maiores potências para as rotações e misturas. Vale ressaltar que pelos gráficos gerados, a potência sempre aumenta com a rotação.

Com o intuito de analisar a variação de pressão com as misturas, rotações e avanços, os gráficos gerados demonstraram que, de acordo com a teoria, as maiores pressões ocorrem nas maiores rotações e com as maiores cargas aplicadas. A mistura B15E5 foi a mistura com maiores potências já que possui o

maior PCI em relação as outras misturas com etanol. Não foi observado um padrão para definir um avanço que produza as maiores pressões, uma vez que os gráficos possuíram variações entre as rotações a misturas para cada avanço.

Outro ponto que foi desenvolvido neste trabalho foi a avaliação das eficiências de acordo com a mistura, carga e avanço. Para as misturas B15E5 e B15E10, o avanço de 10,5° foi o mais eficiente e para as misturas B15E15 e B15E20 foi o avanço de 11,5°. A rotação mais eficiente foi de 1800 rpm, uma vez que para menores rotações a combustão demora muito a acontecer, o que deixa o processo ineficiente e para rotações mais altas a combustão ocorre de forma incompleta e rápida, também reduzindo a eficiência. Além disso, a mistura B15E10 se mostrou a mais eficiente entre as misturas com percentual de etanol uma vez que gerou os maiores valores de eficiência para todas as rotações, avanços e cargas aplicadas, embora a mistura B15E5 tenham ficado com valores muito próximos.

Ao final de todas as avaliações, observou-se que a tentativa de reduzir o atraso de ignição não necessariamente levou ao aumento de eficiência uma vez que o avanço de 10,5° com menores ID's não resultou em maiores eficiências para todas as misturas, rotações e cargas aplicadas. Além disso, a maior eficiência se mostrou no avanço de 11,5° assim como as maiores potências e menores posições de pressão máxima, já que o combustível possui mais tempo para se misturar ao ar no cilindro e realizar uma combustão mais ideal. As misturas B7E0, B15E0 e B15E5 com menores ID's não obtiveram valores de eficiências maiores que a mistura B15E10, outra vez confirmando que não se aumenta a eficiência reduzindo o atraso de ignição.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abu-Qudais, M., Haddad, O.; Qudaisat, M. **The effect of alcohol fumigation on diesel engine performance and emissions.** Energy Conversion & Management, v.11, p. 389-399, 2000.

Al Abbad M., Javed T., Khaled J., Badra J., Farooq A. **Ignition delay time measurements of primary reference fuel blends.** King Abdullah University of Science and Technology (KAUST), Thuwal, Arábia Saudita, 2016.

Assanis, D. N.; Filipi, Z. S.; Fiveland, S. B.; Syrimis M. **A Predictive Ignition Delay Correlation Under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine.** Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, v.125 (2), p. 450-457.

Bambrila, J. A. **Estudo Experimental e Simulação Termodinâmica de Desempenho em um Motor de Combustão Interna Operando com Óleo Diesel e Etanol.** Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo (USP), São Paulo, Brasil, 2006.

Brasil. **Resolução ANP nº 19, 15 de Abril, 2015. Especificação do Etanol Anidro Combustível (EAC), ao Etanol Hidratado Combustível (EHC) e ao Etanol Hidratado Combustível Premium (EHCP).** Portaria Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 20 de Abril, 2015b.

Brasil. **Resolução ANP nº 686, 2017, 29 de Junho de 2017. Especificações dos combustíveis aquaviários comercializados pelos diversos agentes econômicos em todo território nacional.** Portaria Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, 30 de Junho, 2017.

Chevron. **Diesel Fuels Technical Review MS-9915 (06-07).** San Ramon, Chevron Products Company, 2007.

Egúsquiza, J. C. C. **Redução das Emissões em Motores Diesel-Gás.** Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 2006.

Empresa de Pesquisa Energética **Balanco Energético Nacional 2016: Ano Base 2015.** Rio de Janeiro, pp. 1-296, 2016.

Finesso, F., Spessa, E. **Ignition Delay prediction of Multiple injections in Diesel Engines.** Fuel, Vol.119, pp 170-160, 2014.

Guedes, A. D. M. **Estudo Experimental sobre o Impacto do Etanol em Misturas Diesel-Biodiesel-Etanol nos motores de Ignição por Compressão.** Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Rio de Janeiro, Brasil, 2017.

Gupta, H. N. **Fundamentals of Internal Combustion Engines**. New Delhi: PHI Learning Private Limited, 2009.

Heywood, J. B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**. New York: McGraw-Hill Inc., 1988.

Livengood CJ, Wu CP. **Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines**. Symp Combust 2013;5(1):347–56

Merker, G. P., Schwarz, C., Stiesch, G. and Otto, F. **Simulating Combustion – Simulation of Combustion and Pollutant Formation for Engine-Development**. Springer, 2006.

Obert, E. F. **Motores de Combustão Interna**. 2ª Edição, Editora Globo, 1971.
Pang, X., Shi, X., Mu, Y., He, H., Shuai, S., Chen, H. and Li, R. **Characteristics of Carbonyl Compounds Emission from a Diesel-Engine Using Biodiesel–Ethanol–Diesel as Fuel**. Atmospheric Environment, Vol.40, pp. 7057–7065, 2006.

Petrobras Distribuidora S.A. **Ficha de Informação de Segurança de Produtos Químicos – FISPQ, Óleo Diesel S 10, Versão 6, 2015**.

Pidol, L., Lecointe, B., Starck, L. and Jeuland, N. **Ethanol–Biodiesel–Diesel Fuel Blends: Performances and Emissions in Conventional Diesel and Advanced Low Temperature Combustions**. Fuel, Vol.93, pp. 329–338, 2012.

Pousa, G. P. A. G, Santos, A. L. F. and Suarez, P. A. Z. **History and Policy of Biodiesel in Brazil**. Energy Policy, Vol.35, pp. 5393–5398, 2007.

Pradelle, F. A. Y. **Comparação dos métodos de determinação do Atraso de Ignição baseados nas curvas de pressão indicada: Aplicação a misturas Diesel-Biodiesel-Etanol**. Tese de Gragação, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 2017.

Pulkrabek, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. New Jersey: Prentice Hall, 2006.

Romano, S. D. and Sorichetti, P. A. **Dielectric Spectroscopy in Biodiesel Production and Characterization**. **Green Energy and Technology**, DOI: 10.1007/978-1-84996-519-4_2, Springer-Verlag London Limited, 2011.

Santana, V. H. P. **Use of Biofuels in Compression Ignition Engines – Potential of Diesel-Biodiesel-Ethanol Blends**. Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-Rio), Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Brasil, 2017.

Shahir, S. A., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Imran, A., Fattah, I. M. R. & Sanjid, A. **Feasibility of Diesel–Biodiesel–Ethanol/Bioethanol Blend as Existing CI**

Engine Fuel: An Assessment of Properties, Material Compatibility, Safety and Combustion. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.32, pp. 379–395, 2014.

Shi, X., Pang, X., Mu, Y., He, H., Shuai, S., Wang, J., Chen, H. and Li, R. **Emission Reduction Potential of Using Ethanol–Biodiesel–Diesel Fuel Blend on a Heavy-Duty Diesel Engine.** Atmospheric Environment, Vol.40, pp. 2567–2574, 2006.

Taylor, C. F. **Análise dos Motores de Combustão Interna.** 1ª Edição, Edgard Blucher, 1976.

Weisser G.A., **Modelling of combustion and nitric oxide formation for medium-speed DI diesel engines,** (Dissertation), Technische Wissenschaften ETH Zürich, Nr. 14465, 2002, 2001.

<http://www.brasil.gov.br/economia-e-emprego/2017/03/percentual-obrigatorio-de-biodiesel-no-oleo-diesel-passa-para-8>

6 Apêndice

A. Tabela comparativa para cada mistura e avanços com posição da máxima pressão, pressão máxima e eficiência de combustível

Metodo	Avanço	2100 rpm				1800 rpm				1500 rpm			
		25%	50%	75%	MAX	25%	50%	75%	MAX	25%	50%	75%	MAX
B7E0													
Posicao max [°]	10,5	6,0	9,0	11,0	10,0	7,0	9,0	11,3	13,0	5,0	9,3	12,0	13,0
Pressao max [bar]	10,5	82,83	100,10	116,97	130,35	77,03	90,08	106,06	121,51	67,42	74,45	85,02	98,46
Fuel Efficiency [%]	10,5	25,62	32,06	34,33	35,03	28,05	33,69	35,82	35,99	27,85	37,92	35,11	35,74
B15E0													
Posicao max [°]	10,5	6,0	9,0	11,0	10,0	7,0	10,0	12,0	13,0	5,0	10,0	12,0	14,0
Pressao max [bar]	10,5	82,11	99,45	116,95	129,00	76,16	89,97	105,50	118,34	66,44	75,19	85,11	95,97
Fuel Efficiency [%]	10,5	25,27	31,75	34,04	34,72	27,26	33,17	34,92	35,43	27,25	33,19	35,06	35,15
B15E5													
Posicao max [°]	8,5	4,0	10,0	8,7	11,7	5,0	11,0	13,0	12,0	6,0	9,0	14,0	12,0
Pressao max [bar]	8,5	78,63	91,57	107,59	110,50	70,92	82,18	92,67	105,45	62,76	68,84	76,55	83,62
Fuel Efficiency [%]	8,5	25,53	31,74	34,19	34,28	27,44	33,10	34,70	35,51	27,87	33,18	34,64	35,38
Posicao max [°]	9,5	6,7	10,7	12,0	12,0	7,7	11,0	13,7	13,3	7,0	12,0	14,0	14,7
Pressao max [bar]	9,5	79,18	94,13	110,36	119,41	72,31	85,41	98,23	108,21	64,59	70,96	80,31	88,17
Fuel Efficiency [%]	9,5	26,13	32,22	34,40	34,71	28,19	33,67	35,59	35,20	28,27	33,77	35,53	35,20
Posicao max [°]	10,5	6,0	9,0	11,0	10,0	7,0	10,0	12,0	13,0	5,0	10,0	12,0	14,0
Pressao max [bar]	10,5	82,11	99,45	116,95	129,00	76,16	89,97	105,50	118,34	66,44	75,19	85,11	95,97
Fuel Efficiency [%]	10,5	25,90	32,10	34,60	34,75	27,90	33,40	35,60	35,53	27,80	33,50	35,60	35,55
Posicao max [°]	11,5	6,7	9,0	11,0	10,0	7,0	10,0	12,0	13,0	5,0	11,0	12,0	14,0
Pressao max [bar]	11,5	80,92	97,74	116,28	127,16	75,67	89,35	104,21	113,21	66,59	73,22	83,51	89,69
Fuel Efficiency [%]	11,5	25,71	31,97	34,18	34,75	28,04	33,48	35,51	34,69	28,06	33,63	35,29	34,76
B15E10													
Posicao max [°]	9,5	5,0	11,0		12,0	7,0	11,0		13,0	8,0	8,0		15,0
Pressao max [bar]	9,5	81,20	93,79		104,02	73,36	83,83		93,45	63,86	70,73		79,89
Fuel Efficiency [%]	9,5	25,69	31,57		33,77	27,57	33,10		34,67	27,61	32,88		34,61
Posicao max [°]	10,5	7,0	10,0		12,0	5,0	11,0		13,0	8,3	9,0		14,0
Pressao max [bar]	10,5	82,48	98,66		114,33	75,65	87,96		101,71	65,38	73,32		82,48
Fuel Efficiency [%]	10,5	26,50	32,60		33,50	28,30	33,30		33,50	28,30	33,60		34,10
Posicao max [°]	11,5	7,0	10,0		7,0	5,0	10,7		11,3	7,0	9,0		13,0
Pressao max [bar]	11,5	83,94	99,32		83,94	77,48	89,56		105,50	66,56	75,46		86,10
Fuel Efficiency [%]	11,5	25,60	31,44		33,74	27,33	32,81		35,19	26,91	32,43		34,84
Posicao max [°]	12,5	7,0	9,0		10,0	4,0	10,0		13,0	6,0	9,7		12,0
Pressao max [bar]	12,5	85,31	101,80		112,97	78,15	92,31		102,25	68,28	76,20		88,49
Fuel Efficiency [%]	12,5	26,98	31,79		34,01	27,78	31,35		34,92	27,40	32,71		35,12
B15E15													
Posicao max [°]	9,5	6,0	8,0		13,0	7,0	10,0		13,7	9,0	10,0		13,3
Pressao max [bar]	9,5	80,70	95,00		100,34	73,76	85,11		88,97	65,55	71,17		78,91
Fuel Efficiency [%]	9,5	25,49	31,93		33,62	27,59	33,28		34,61	27,47	32,81		35,18
Posicao max [°]	10,5	5,0	11,0		12,0	6,0	12,0		12,7	7,7	9,0		12,0
Pressao max [bar]	10,5	83,19	96,19		105,50	75,45	86,91		95,00	65,75	72,20		81,20
Fuel Efficiency [%]	10,5	25,70	31,80		33,30	27,50	32,90		33,90	27,60	32,60		34,60
Posicao max [°]	11,5	4,0	10,0		11,0	5,0	11,0		13,0	7,0	10,0		11,7
Pressao max [bar]	11,5	83,17	99,14		106,28	76,89	90,09		94,00	66,92	73,15		84,55
Fuel Efficiency [%]	11,5	25,82	32,14		33,68	27,96	33,68		34,71	27,67	33,50		35,14
Posicao max [°]	12,5	7,0	9,0		10,0	8,0	10,0		11,0	6,0	9,0		10,0
Pressao max [bar]	12,5	84,77	101,11		107,63	78,00	92,47		98,73	69,88	75,23		86,59
Fuel Efficiency [%]	12,5	25,60	31,67		33,15	27,44	32,95		34,44	27,20	32,92		35,12
B15E20													
Posicao max [°]	10,5	6,0	10,0		13,0	7,0	10,0		14,0	9,0	10,7		13,3
Pressao max [bar]	10,5	80,07	94,39		98,25	73,80	84,76		88,45	65,99	70,99		78,66
Fuel Efficiency [%]	10,5	25,90	31,80		32,90	27,60	32,80		33,70	27,00	32,30		34,00
Posicao max [°]	11,5	5,0	8,0		12,0	6,0	12,0		12,3	8,0	9,0		11,3
Pressao max [bar]	11,5	83,14	98,04		100,25	77,80	87,94		90,72	67,18	73,42		79,06
Fuel Efficiency [%]	11,5	25,85	32,39		33,57	28,34	34,04		34,50	28,19	33,73		35,14
Posicao max [°]	12,5	6,7	10,0		12,0	6,0	11,0		12,0	7,0	8,7		13,0
Pressao max [bar]	12,5	82,78	99,53		101,90	77,28	89,75		93,47	69,13	74,26		80,50
Fuel Efficiency [%]	12,5	25,40	31,83		32,89	27,87	33,18		34,22	27,88	33,38		34,36
Posicao max [°]	13,5	7,0	9,0		11,0	7,0	10,0		11,0	6,0	9,0		11,7
Pressao max [bar]	13,5	84,86	101,21		104,47	78,37	91,69		94,63	71,65	75,92		82,08
Fuel Efficiency [%]	13,5	25,90	31,89		32,92	27,80	33,08		33,85	27,40	32,64		33,82

B. Tabela com os atrasos de ignição para cada mistura, avanço, rotação e carga.

Metodo	Avanço	2100 rpm				1800 rpm				1500 rpm			
		25	50	75	100	25	50	75	100	25	50	75	100
B7E0													
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	10,5	14,5	13,5	12,5	11,5	15,5	14,5	14,5	13,5	16,5	16,5	16,5	15,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	10,5	13,5	12,5	11,5	10,5	14,5	14,5	13,5	12,5	16,5	16,5	15,5	14,5
B15E0													
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	10,5	14,5	13,5	12,5	11,5	15,5	14,5	14,5	13,5	13,5	13,5	12,5	14,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	10,5	13,5	12,5	11,5	10,5	14,5	14,5	13,5	12,5	16,5	15,5	15,5	13,5
B15E5													
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	8,5	15,5	14,5	13,5	13,5	17,5	16,5	16,5	14,5	14,5	14,5	14,5	16,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	8,5	14,5	13,5	12,5	12,5	16,5	15,5	15,5	13,5	17,5	17,5	17,5	15,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	9,5	15,5	14,5	13,5	16,5	16,5	15,5	15,5	13,5	14,5	13,5	16,5	15,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	9,5	14,5	13,5	12,5	15,5	15,5	18,5	14,5	12,5	17,5	16,5	16,5	14,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	10,5	14,5	13,5	12,5	11,5	15,5	15,5	14,5	13,5	13,5	13,5	12,5	15,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	10,5	13,5	12,5	11,5	10,5	18,5	13,5	13,5	12,5	16,5	15,5	15,5	14,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	11,5	15,5	14,5	13,5	12,5	16,5	19,5	15,5	14,5	14,5	14,5	13,5	16,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	11,5	14,5	17,5	12,5	11,5	15,5	15,5	14,5	13,5	17,5	17,5	16,5	15,5
B15E10													
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	9,5	17,5	16,5		16,5	17,5	16,5		17,5	15,5	15,5		20,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	9,5	16,5	15,5		19,5	16,5	16,5		16,5	18,5	18,5		17,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	10,5	15,5	14,5	13,5	13,5	16,5	16,5	16,5	14,5	14,5	18,5	17,5	13,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	10,5	14,5	13,5	12,5	12,5	16,5	15,5	15,5	13,5	17,5	17,5	16,5	15,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	11,5	16,5	15,5		15,5	17,5	13,5		16,5	15,5	21,5		20,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	11,5	15,5	14,5		14,5	20,5	16,5		15,5	18,5	18,5		17,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	12,5	15,5	13,5		14,5	12,5	15,5		15,5	13,5	14,5		12,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	12,5	14,5	12,5		13,5	15,5	14,5		14,5	16,5	17,5		15,5
B15E15													
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	9,5	13,5	15,5		16,5	18,5	17,5		18,5	16,5	17,5		14,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	9,5	16,5	14,5		15,5	17,5	16,5		17,5	19,5	20,5		17,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	10,5	17,5	15,5		16,5	14,5	17,5		18,5	15,5	16,5		15,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	10,5	16,5	14,5		15,5	17,5	16,5		17,5	18,5	19,5		17,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	11,5	17,5	15,5		16,5	14,5	17,5		18,5	15,5	16,5		14,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	11,5	16,5	14,5		16,5	17,5	16,5		17,5	18,5	19,5		17,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	12,5	15,5	14,5		15,5	16,5	15,5		16,5	14,5	14,5		13,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	12,5	14,5	13,5		14,5	15,5	14,5		15,5	16,5	17,5		15,5
B15E20													
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	10,5	16,5	15,5		17,5	18,5	17,5		18,5	20,5	16,5		14,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	10,5	16,5	15,5		17,5	18,5	17,5		18,5	20,5	16,5		14,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	11,5	13,5	15,5		17,5	14,5	17,5		18,5	15,5	17,5		15,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	11,5	16,5	14,5		16,5	17,5	16,5		17,5	18,5	19,5		19,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	12,5	17,5	15,5		17,5	18,5	17,5		18,5	20,5	20,5		15,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	12,5	17,5	15,5		17,5	18,5	17,5		18,5	20,5	20,5		15,5
Segunda Derivada (Quarta Ordem)	13,5	18,5	13,5		18,5	19,5	15,5		19,5	17,5	17,5		16,5
Terceira Derivada (Quarta Ordem)	13,5	17,5	16,5		17,5	18,5	18,5		18,5	20,5	20,5		15,5