

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**CARACTERIZAÇÃO E AVALIAÇÃO DE
COMBUSTÍVEL RENOVÁVEL PARA MOTORES
DE CICLO DIESEL**

Por,
**Luciano Armando dos Santos
Marília Françolin Amaral**

Brasília, Julho de 2012

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**CARACTERIZAÇÃO E AVALIAÇÃO DE
COMBUSTÍVEL RENOVÁVEL PARA MOTORES
DE CICLO DIESEL**

POR,

**Luciano Armando dos Santos
Marília Françaolin Amaral**

Relatório submetido como requisito para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Carlos Alberto Gurgel Veras, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Augusto César de Mendonça Brasil, UnB/ FGA

Prof. Thais Maia Araújo, UnB/ FGA

Brasília, Julho de 2012

CONFIDENCIAL

Dedicatória(s)

Aos nossos pais, que comemoraram conosco todas as conquistas e estiveram sempre presente nos momentos mais difíceis dessa jornada.

Agradecimentos

Primeiramente gostaríamos de agradecer aos nossos pais pela educação e oportunidades que nos deram desde pequenos, pois sem o apoio deles não estaríamos aqui.

Às nossas irmãs, pela cumplicidade de todos esses anos, e aos nossos avós, que sempre nos receberam com palavras e gestos de carinho.

Gostaríamos de agradecer aos nossos namorados, pelo companheirismo e pela paciência que tiveram nas horas mais complicadas.

Aos nossos amigos, por toda a diversão que tivemos juntos. Em especial ao Wagner, ao Ricardo e ao Daniel, que nos ajudaram muito nos testes realizados para esse projeto.

E, finalmente, aos professores, que nos deram as ferramentas necessárias para que chegássemos onde estamos.

CONFIDENCIAL

RESUMO

O presente projeto consiste em uma análise de viabilidade do uso de uma mistura de etanol, diesel e óleo de macaúba (uma palmeira originária do Brasil) como combustível para um motor de ciclo Diesel. Misturas foram testadas em um motor diesel Perkins 4 tempos, com injeção direta, montado em uma bancada dinamométrica localizada no laboratório de motores, da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília. A mistura escolhida, composta por 30% de diesel convencional, 30% de etanol e 40% de óleo de polpa de macaúba, foi analisada em termos de desempenho e de gases de escape, tanto no ponto original de injeção da bomba quanto no seu atraso e adiantamento.

ABSTRACT

This project consists of a feasibility analysis of the use of a mixed fuel, containing Macaúba oil, a vegetable oil originating in Brazil, ethanol and diesel. The fuel was tested in a Perkins four-stroke diesel engine, with direct injection, placed on a chassis dynamometer located in the engine laboratory, Faculty of Technology, Universidade de Brasília. The chosen mixture, composed of 30% diesel, 30% ethanol and 40% Macaúba oil, was evaluated in terms of performance and exhaust gas, both in the original injection timing and advancing or retarding the injection.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 MOTORES DO CICLO DIESEL	4
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
4 CARACTERIZAÇÃO DO ÓLEO VEGETAL	16
4.1 A PLANTA	16
4.2 PRODUTIVIDADE	16
4.3 TIPOS DE EXPLORAÇÃO COMERCIAL	17
4.4 CARACTERÍSTICAS DO ÓLEO	17
5 APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA	19
5.1 APARATO EXPERIMENTAL	19
5.1.1 Motor	19
5.1.1.1 Características Gerais	19
5.1.1.2 Sistema de Injeção	20
5.1.1.3 Válvulas	22
5.1.2 Dinamômetro	22
5.1.3 Analisador de Gases	22
5.1.4 Balanças de Precisão	23
5.2 METODOLOGIA	23
5.2.1 Curvas de carga	23
5.2.2 Consumo do combustível D30E30M40	24
5.2.3 Desempenho do motor	24
5.2.4 Emissões	25
5.2.5 Temperatura do motor	25
5.2.6 Alteração no ponto de injeção da bomba	26
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO	28
6.1 RESULTADOS DO TESTE DE PLENA CARGA	28
6.1.1 Comparação de torque e potência	31
6.2 ANÁLISE DAS EMISSÕES	33
6.3 ANÁLISE DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	36
6.4 MUDANÇA DO PONTO DE INJEÇÃO DA BOMBA DE COMBUSTÍVEL	39
6.4.1 Resultados dos testes de carga	39
6.4.2 Análise das emissões	41
6.4.3 Análise do consumo de combustível	43
6.5 PROBLEMAS ENCONTRADOS	44
6.6 EFEITOS DA MISTURA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO	45
7 CONCLUSÃO	49
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	50
BIBLIOGRAFIA	51

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo Diesel.....	4
Figura 2 – Gráficos TxS e PxV de um ciclo diesel teórico.....	5
Figura 3 – Ciclo Diesel teórico.....	6
Figura 4 - Ciclo Diesel real x Ciclo Diesel teórico.....	7
Figura 5 - Esquema da turboalimentação.....	8
Figura 6 - Gráfico Potência x Carga de um motor com óleo vegetal.....	11
Figura 7 - Aparato experimental - armazenamento do combustível.....	20
Figura 8 - Desenho esquemático da alimentação de combustível do motor.....	21
Figura 9 - Aparato experimental - motor e dinamômetro montados.....	21
Figura 10 - Esquema de ajuste do ponto de injeção.....	27
Figura 11 - Amostras das misturas – (a) D30E20M50, (b) D30E30M40, (c) D20E30M50.....	30
Figura 12 - Amostras das misturas 2 – (a) D30E20M50, (b) D30E30M40, (c) D20E30M50.....	31
Figura 13 - Gráfico de comparação de combustíveis – Torque 75% x Rotação.....	31
Figura 14 - Gráfico de comparação de combustíveis - Potência (CV) x Rotação.....	32
Figura 15 - Gráfico de comparação de emissões - CO emitido x Rotação.....	34
Figura 16 - Gráfico de comparação de emissões - CO ₂ emitido x Rotação.....	34
Figura 17 - Gráfico de comparação de emissões - O ₂ emitido x Rotação.....	35
Figura 18 - Gráfico de comparação de emissões - HC emitido x Rotação.....	35
Figura 19 - Gráfico Consumo médio x RPM.....	37
Figura 20 - Gráfico Consumo específico x RPM.....	38
Figura 21 - Gráfico Rendimento x RPM.....	38
Figura 22 - Comparativo - Cargas obtidas com a mudança do ponto de injeção.....	40
Figura 23 - Comparativo - Emissão de CO.....	42
Figura 24 - Comparativo - Emissão de HC.....	42
Figura 25 - Consumo médio para diferentes pontos de injeção.....	43
Figura 26 - Consumo específico para diferentes pontos de injeção.....	44
Figura 27 - Rendimento para diferentes pontos de injeção.....	44

Figura 28 - Pistão 1	45
Figura 29 - Pistão 2	46
Figura 30 - Pistão 3	46
Figura 31 - Válvulas e bico 1.....	47
Figura 32 - Válvulas e bico 2.....	47
Figura 33 - Válvulas e bico 3.....	48

CONFIDENCIAL

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características do motor de ensaio	20
Tabela 2 - Características do aparelho analisador de gases	22
Tabela 3 - Características das balanças de precisão	23
Tabela 4 - Resultados de testes para uso de diesel comercial com 5% de biodiesel	28
Tabela 5 - Resultados dos testes de plena carga para as misturas selecionadas.....	28
Tabela 6 - Resultados do teste com uso da mistura D30E30M40.....	29
Tabela 7 - Resultados do teste com uso da mistura D20E30M50.....	29
Tabela 8 - Resultados do teste com uso da mistura D30E20M50.....	29
Tabela 9 - Redução de potência para cada mistura em relação ao diesel comercial	32
Tabela 10 - Emissões de gases para Diesel comercial e D30E30M40	33
Tabela 11 - Erros associados às emissões de Diesel e D30E30M40 (em porcentagem) ..	33
Tabela 12 - PCIs referentes aos componentes da mistura selecionada	36
Tabela 13 - Consumo de Diesel comercial	37
Tabela 14 - Consumo de D30E30M40.....	37
Tabela 15 - Cargas obtidas com a mudança do ponto de injeção	40
Tabela 16 - Emissões obtidas com a mudança do ponto de injeção	41
Tabela 17 - Comparativo de emissões	41
Tabela 18 - Consumo de combustível com o ponto de injeção alterado	43

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta considerações gerais preliminares relacionadas ao Projeto de Graduação aqui proposto. Combustíveis alternativos é um assunto constantemente em pauta atualmente, época em que a preocupação do ponto de vista ambiental é constante.

O uso de combustíveis alternativos é uma realidade cada vez mais presente no nosso dia-a-dia, com a substituição dos combustíveis fósseis por combustíveis de fontes renováveis sendo uma necessidade sempre mais próxima. Além da necessidade econômica, devido à redução das reservas de combustível fóssil ao longo do tempo, a pressão da sociedade em geral por meios de transporte mais ecológicos e por soluções renováveis na área de transportes incentiva a pesquisa em busca de alternativas para os combustíveis já existentes.

O uso de álcool nos motores de ciclo Otto já é uma realidade em nosso país há alguns anos, devido à grande quantidade de matéria-prima disponível em nosso território e aos incentivos promovidos pelo Governo de modo a aumentar a produção e o consumo desse combustível, que é uma solução mais ‘verde’ do que a gasolina, se compararmos os produtos de sua combustão e sua origem. De forma análoga, o biodiesel vai passando pelo mesmo processo, com o primeiro passo sendo a adição do biodiesel ao diesel convencional já nas bombas dos postos de combustível, em vigor desde 2005, com posterior aumento na porcentagem adicionada.

Mas existem algumas complicações no uso direto de biocombustíveis nos motores de ciclo Diesel, devido a características distintas que atrapalham o processo de combustão do ciclo. Inicialmente, Rudolf Diesel utilizou óleo de amendoim como combustível, e várias alternativas foram testadas nos anos seguintes, como outros óleos vegetais e até mesmo óleo de peixe. Porém, a partir dos anos 70, e principalmente dos anos 80, o uso do diesel derivado do petróleo cresceu exponencialmente devido às suas características adequadas ao ciclo e ao custo mais baixo quando comparado aos óleos vegetais utilizados até então. Somente a partir dos anos 90 a busca pelos combustíveis de origem vegetal voltou a se intensificar, devido ao aumento do efeito estufa e da implantação do conceito de Desenvolvimento Sustentável.

Devido ao cenário favorável ao diesel convencional, muitas mudanças nos motores foram feitas de modo a melhorar o rendimento e o nível de emissões de gases dos motores funcionando com esse combustível. Dessa forma, ao utilizar diferentes combustíveis, é

necessário buscar os que possuam características similares às do diesel, para minimizar as mudanças necessárias no motor para o correto funcionamento dele.

Os óleos vegetais possuem, de forma geral, vantagens e desvantagens no uso como combustível no ciclo Diesel. Como vantagens, temos a quase total eliminação de resíduos sulfúricos nos gases de escape, redução de componentes aromáticos nos gases da combustão, maior ponto de fulgor, maior capacidade de lubrificação (*lubricity*), a não-toxicidade e o fato de serem biodegradáveis. Por outro lado, temos como desvantagens uma viscosidade muito superior à do óleo diesel convencional (de 10 a 20 vezes maior), maior *pour point*, menor índice de cetano, menor poder calorífico e menor volatilidade.[3]

Tendo em vista este cenário, a busca por um óleo vegetal que possua características melhores que os demais e que também seja facilmente encontrado e cultivado está acontecendo ao redor do mundo. Com base nesses aspectos, vários testes são feitos com plantas que sejam promissoras e que sejam nativas dos respectivos locais de estudo, como aconteceu na Grécia [3] e na Índia [2], entre os artigos estudados.

A macaúba, planta comum da mata atlântica brasileira, de fácil cultivo e extração do óleo, foi uma planta que chamou a atenção devido a resultados promissores obtidos nos laboratórios do Campus do Gama da UnB. A partir desses resultados, um estudo mais profundo a respeito destes óleos ficou justificado.

A mistura do álcool com diesel também vem sendo estudada há algum tempo, com o objetivo de diminuir as emissões de particulado e dos gases de efeito estufa, além de diminuir a dependência dos combustíveis fósseis com a troca por biocombustíveis. Contudo, a miscibilidade do álcool no diesel é difícil, e ainda pode reduzir a durabilidade do motor. Por isso, as misturas de diesel com álcool geralmente não ultrapassam 15% em volume [4].

Todavia, há um caso entre os projetos estudados com resultados que diferem bastante destes: misturas de diesel com biodiesel e etanol, alcançando proporções de até 50% diesel, 40% etanol e 10% de biodiesel, com o biodiesel atuando como um emulsificador para a mistura diesel-etanol. No estudo em questão, o motor não funcionou com taxas tão elevadas de etanol, sendo necessária uma mudança no ponto de injeção da mistura (adiantamento de 8° em relação ao ponto morto inferior) para que o motor funcionasse. Com essa mudança, observou-se um aumento na eficiência térmica, sinalizando um melhor processo de combustão, mas ao preço de um aumento de combustível, possivelmente devido ao menor poder calorífico do etanol em comparação ao diesel.

A partir deste cenário, uma característica observada no óleo da polpa de macaúba apresentou possibilidades ainda não estudadas a fundo: misturas com alto teor de etanol, chegando à mesma proporção do diesel convencional e até mesmo maiores.

No final do Projeto de Graduação 1, observamos que algumas misturas envolvendo diesel, etanol e macaúba não apresentaram separação de fase, resultando em misturas homogêneas mesmo após meses em repouso. Estes resultados diferem em muito dos divulgados até hoje nos meios científicos, e por isso motivaram um estudo do comportamento destas misturas, tanto com relação ao desempenho quanto com relação à emissão de poluentes. Assim sendo, a partir desses resultados, um estudo mais profundo foi feito, a respeito do desempenho do motor com estas misturas e das suas emissões.

Os resultados e conclusões a respeito do uso do óleo de macaúba como componente de um combustível para motor a ciclo diesel são apresentados neste Projeto de Graduação 2.

CONFIDENCIAL

2 MOTORES DO CICLO DIESEL

A abordagem inicial de ideias básicas acerca de motores é essencial para esse Projeto de Graduação, uma vez que tais conceitos devem estar bem entendidos pelo leitor para o entendimento do projeto.

Como forma de iniciar o projeto proposto, consideramos importante mostrar inicialmente uma visão geral do funcionamento dos motores do ciclo diesel para que possamos entender melhor os problemas encontrados relativos à utilização de óleo vegetal e álcool neste tipo de motor.

Assim como nos motores do ciclo Otto (gasolina, álcool, GNV, etc.), os motores do ciclo Diesel também possuem quatro tempos, sendo eles aspiração, compressão, combustão (expansão) e descarga (escape), como mostra a Fig. (1).

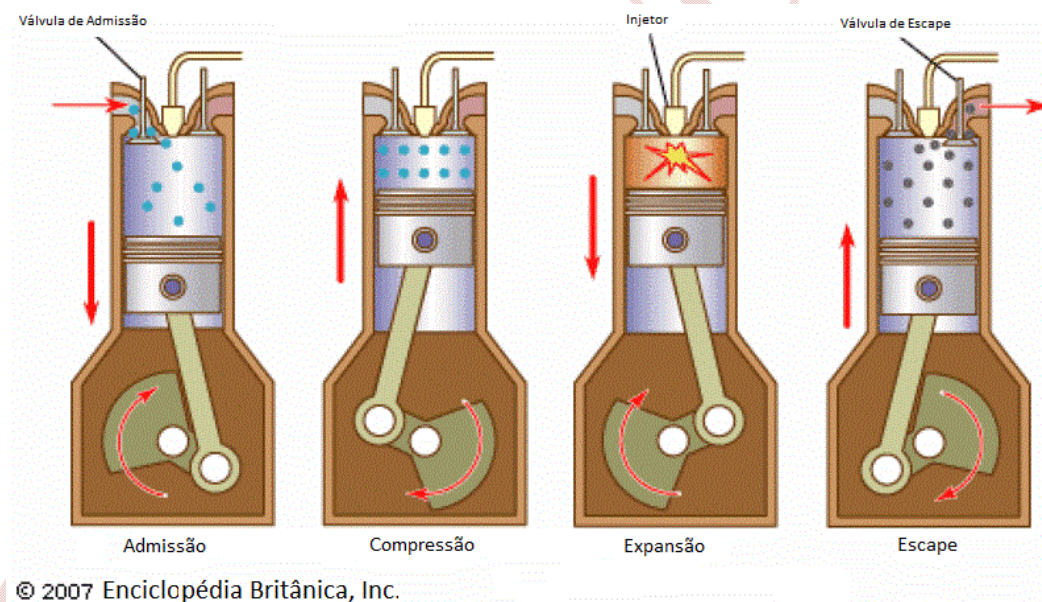


Figura 1 – Ciclo Diesel

Entretanto, seu funcionamento se dá de forma um pouco diferente. Enquanto nos motores Otto durante a aspiração é injetada uma mistura de ar-combustível, que é então comprimida, os motores Diesel aspiram somente ar, sendo este comprimido a níveis muito superiores de pressão. Enquanto a taxa de compressão dos motores Otto dificilmente ultrapassa 12:1, nos motores diesel eles alcançam valores de até 25:1. Devido a essa alta taxa de compressão, o ar dentro do cilindro alcança temperaturas altíssimas, de até 650°C. Só após uma determinada compressão e conseqüente aumento de temperatura do ar que o combustível é injetado na

câmara de combustão. Ao entrar em contato com o ar superaquecido, as gotículas de combustível entram em combustão instantaneamente, pois o ar dentro do pistão está à temperatura e pressão superiores às de combustão do material, dando início assim o processo de expansão. Na Figura (2) temos um gráfico padrão de temperatura versus entropia e outro de pressão versus volume de um ciclo diesel teórico.

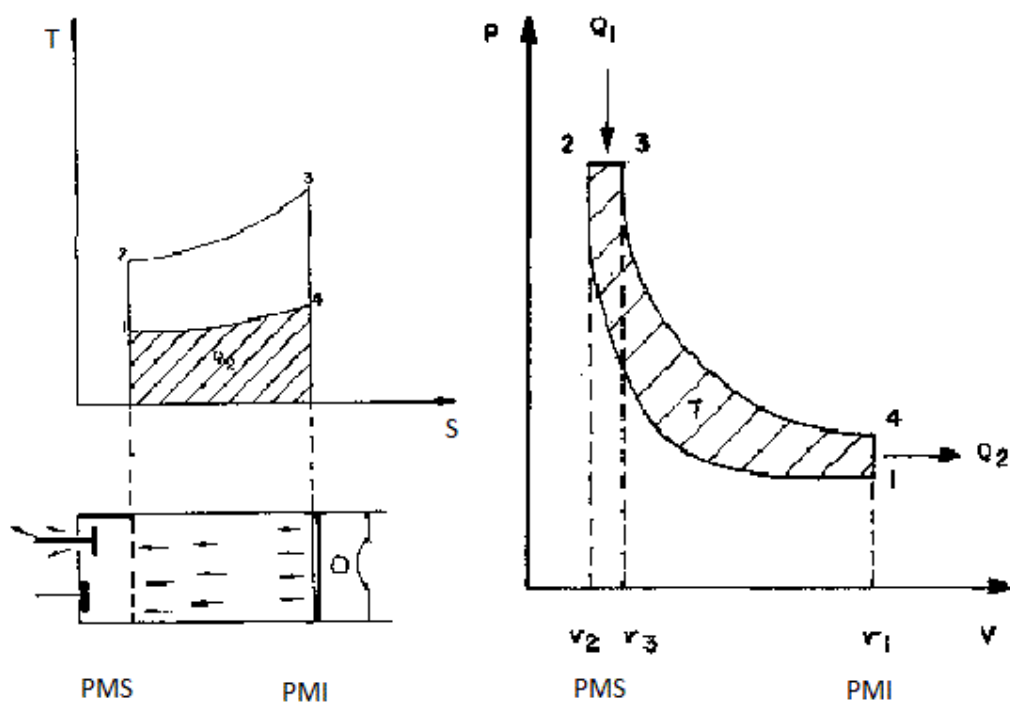


Figura 2 – Gráficos TxS e PxV de um ciclo diesel teórico

Nestes dois gráficos podemos observar os processos ideais considerados no ciclo teórico:

1-2: Ocorre uma compressão adiabática do ar dentro do cilindro.

2-3: Injeção de calor Q_1 a pressão constante, correspondente a injeção do combustível e conseqüente queima do mesmo.

3-4: Expansão adiabática, decorrente da expansão decorrente do processo de combustão.

4-1: Rejeição de calor a volume constante, correspondendo à exaustão dos gases resultantes da queima do combustível.

O gráfico da Fig. (3) considera também um ciclo teórico padrão, indicando cada um dos tempos do ciclo do motor.

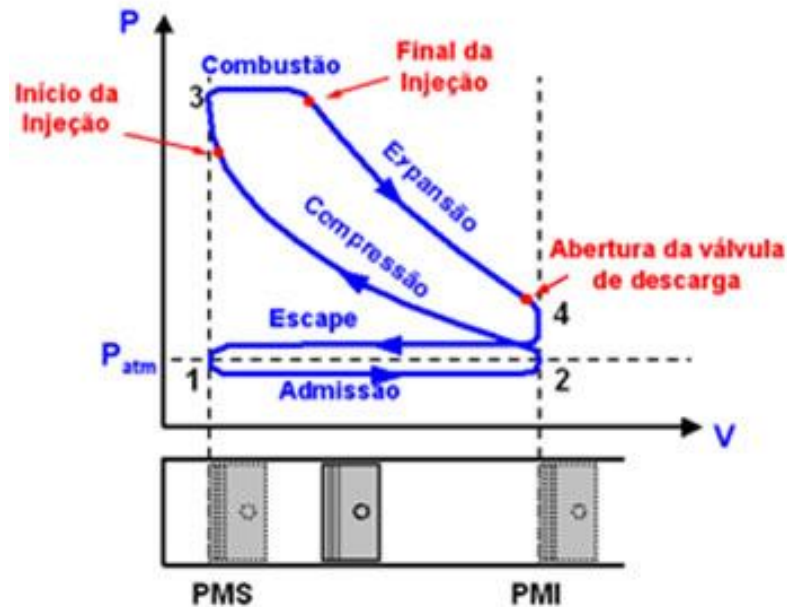


Figura 3 – Ciclo Diesel teórico

Através deste gráfico, podemos facilmente observar que a injeção do combustível se dá durante o processo de compressão, e não antes, como no caso do ciclo Otto. Por essa razão, o sistema de bombeamento de combustível deve ser um sistema de alta pressão. No gráfico acima observamos a referência em relação à posição do cilindro mostrada na parte inferior da figura. Após a expansão e ao fim da admissão o cilindro se encontra no seu Ponto Morto Inferior (PMI), que é o ponto mais baixo em relação ao plano de deslocamento que o pistão alcança. Da mesma forma, ao final da exaustão e da compressão, o cilindro se encontra no seu Ponto Morto Superior (PMS), o ponto mais alto alcançado pelo pistão no seu plano de deslocamento.

Este ciclo mostrado, entretanto, não leva em consideração as perdas que ocorrem durante o processo real. A Figura (4) mostra a diferença entre um ciclo real e um ciclo teórico Diesel.

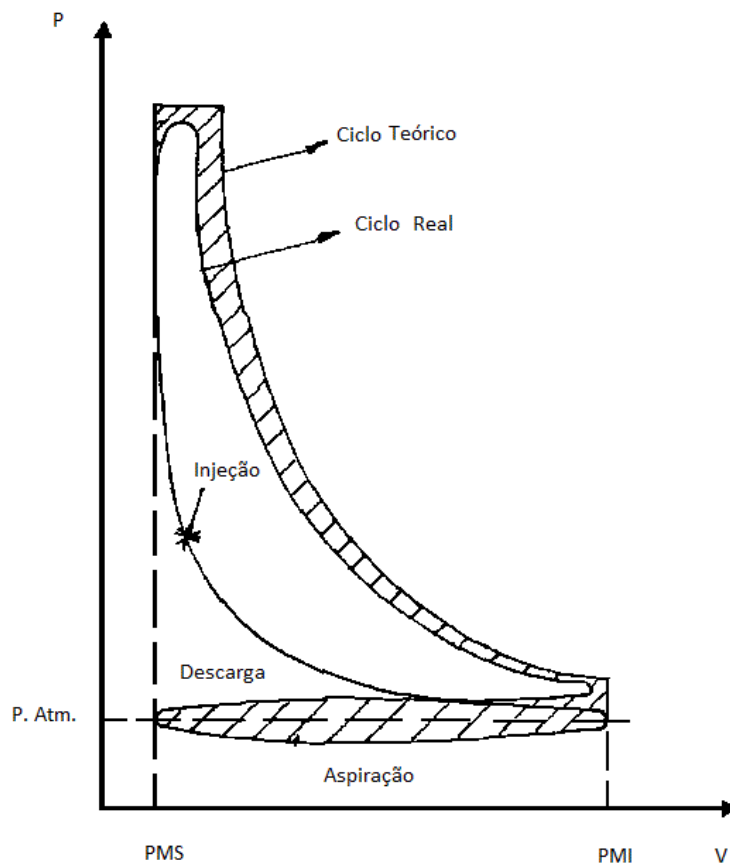


Figura 4 - Ciclo Diesel real x Ciclo Diesel teórico

As diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real se dão devido às perdas existentes em cada etapa do processo. Na aspiração e na descarga, o ciclo teórico assume pressões constantes, enquanto na prática isto não é observado. As válvulas de descarga também não se abrem instantaneamente, sendo este mais um ponto de perdas. A combustão também não ocorre de forma imediata, havendo um certo tempo entre a injeção do combustível e sua queima, sendo este tempo maior quanto menor for o índice de cetano do combustível em uso. Além disso, a entrada de calor no sistema não é instantânea, e nem a pressão constante, como assumido no modelo teórico. O ciclo real assume que o processo ocorre adiabaticamente, ou seja, sem trocas de calor com o ambiente. Entretanto, isso não ocorre na realidade devido à necessidade de resfriamento dos pistões e do bloco do motor, para que os mesmos não fundam. Existem ainda outros pontos de perda de carga ao longo do ciclo, tais como no sistema de bombeamento, uma vez que a injeção não ocorre de forma instantânea, nas tubulações de escape, etc.

Para aumentar a quantidade de ar dentro do cilindro, e como consequência aumentar também a quantidade de combustível que pode ser injetada, vários métodos de sobrealimentação são utilizados. Os processos mais comuns em motores diesel são a

turboalimentação e a sobrealimentação. A sobrealimentação consiste em um compressor posicionado na admissão de ar do sistema, e este compressor é ligado ao virabrequim por meio de correias, sendo estas normalmente dentadas. Uma vez que ela é ligada diretamente ao virabrequim do motor não existe um intervalo de tempo, chamado “lag”, entre a aceleração do motor e a correspondente aceleração do compressor, disponibilizando desde o início do funcionamento uma maior quantidade de ar. Já no caso da turboalimentação, uma turbina é colocada na saída dos gases do cilindro e ligada por um eixo a um compressor na admissão. A energia dos gases de escape movimenta a turbina, que aciona o compressor na entrada, como mostra a Fig. (5).

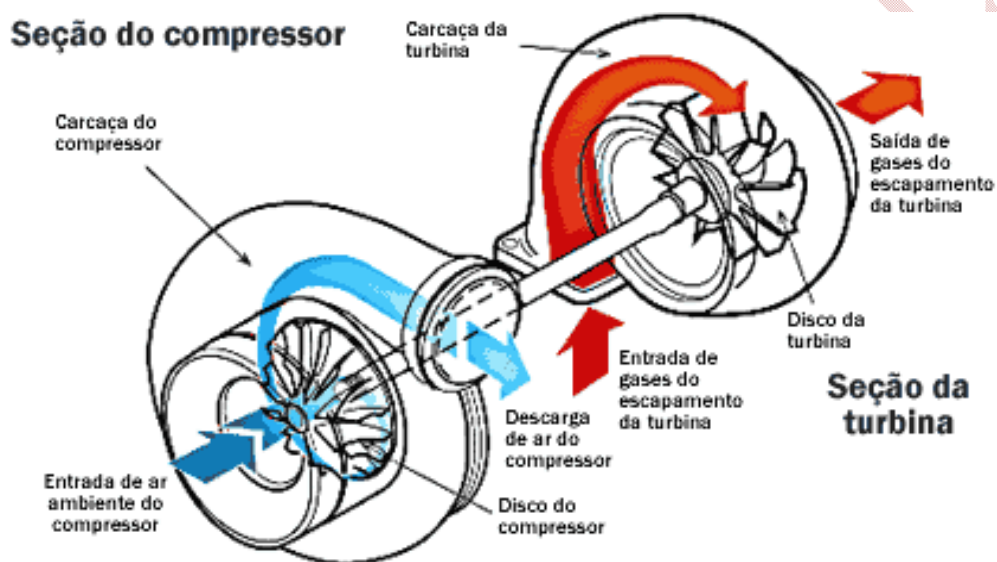


Figura 5 - Esquema da turboalimentação

Assim, o compressor aumenta a pressão dos gases na entrada do cilindro, aumentando consequentemente a massa de ar que entra no cilindro num mesmo volume. A utilização tanto da turboalimentação quanto da sobrealimentação, além de aumentar a potência do motor com um mesmo volume deslocado, também aumenta a eficiência do conjunto como um todo, melhorando o aproveitamento do combustível injetado. A utilização do turbo compressor também influi nas emissões do motor, uma vez que uma quantidade maior de ar dentro do cilindro também possibilita uma queima mais limpa do combustível dentro da câmara de combustão. O motor utilizado neste projeto possui um sistema turbocompressor, que será especificado mais adiante.

A injeção de combustível em um motor diesel pode ser feita de duas maneiras: direta ou indiretamente. No sistema de injeção indireta, o combustível é misturado ao ar em uma pré-câmara, onde entra em combustão, e então passa para o cilindro em si. Este método não nos interessa muito, uma vez que os motores atuais dificilmente utilizam este sistema. O sistema

de injeção direta, o mais utilizado nos motores modernos, injeta o combustível diretamente no cilindro, com pressões de 200 a 2000 bar, através de bicos injetores com um ou mais furos, dependendo do projeto. O combustível, ao passar pelo bico, sai em formas de gotículas, que em contato com o ar quente em alta pressão entram em combustão de forma espontânea. A quantidade de ar dentro do cilindro é sempre a mesma para um mesmo motor, variando somente a quantidade de combustível injetada. Assim sendo, o motor Diesel normalmente opera com mistura pobre, com excesso de comburentes.

Cada motor tem em seu projeto um ângulo do virabrequim em relação ao ponto morto superior do cilindro (PMS) onde se inicia o processo de injeção. Este é um parâmetro do motor que pode ser regulado através de um ajuste na árvore de manivelas da bomba injetora. Esta prática é muito utilizada quando se trata de uso de óleo vegetal ou biodiesel, uma vez que essa alteração é feita com o intuito de disponibilizar um maior tempo de queima, sendo que estes combustíveis normalmente possuem índice de cetano menor que o do diesel convencional. Em vários estudos, o ângulo de injeção é aumentado para que se obtenha um melhor desempenho do motor com biocombustíveis, mas geralmente este ajuste acarreta um aumento drástico nas emissões de NOx, além de um pequeno aumento nas de CO e CO₂. Entretanto, também foram observados trabalhos onde o ângulo de injeção foi diminuído (em relação ao PMS), com resultados interessantes de aumento do torque e da potência, além de uma redução da fumaça emitida pelo motor. [6]

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma revisão bibliográfica estruturada é extremamente importante para um projeto bem elaborado. Dessa forma é estabelecida uma base de fundamentos teóricos e experimentos anteriores a ser utilizada como apoio para a organização do projeto.

A avaliação da viabilidade do uso de óleos vegetais em motores do ciclo Diesel para fins de transporte é uma realidade ao redor no mundo. Em cada lugar, se busca estudar os óleos mais comuns e abundantes na região, de forma a estimular não só o uso de um combustível renovável, mas também para incentivar a agricultura local e, desta forma, ter autonomia no abastecimento de combustível. Na Grécia, por exemplo, pesquisadores realizaram um estudo de viabilidade do uso de quatro óleos vegetais locais a pedido do governo grego para que fossem utilizadas misturas de óleo vegetal e diesel nos ônibus da frota de transporte público na região de Atenas, equipados com um motor Mercedes de 6 cilindros [3]. Esta medida visa reduzir a poluição na região metropolitana de Atenas através da redução da quantidade de óleo diesel queimado, além de também estimular a economia e diminuir a dependência deste país em relação a combustíveis. Neste caso, foi provada a viabilidade do uso dessas misturas de óleo vegetal com diesel em proporções de até 20% de volume de óleo vegetal, com redução da fumaça emitida (particulados) e leve aumento nas emissões de NO_x, monóxido de carbono e de hidrocarbonetos não queimados.

Este estudo, como grande parte dos artigos publicados sobre o assunto, diz respeito a misturas com baixa porcentagem de óleo vegetal em relação ao diesel, pois a maioria dos óleos encontrados não possui características que tornam possível seu uso em maiores quantidades.

Entretanto, a adição de uma parcela maior de óleo vegetal também é objeto de estudo ao redor do mundo há algum tempo. Pesquisadores da Universidade de Staffordshire realizaram um estudo experimental sobre o desempenho e a emissão de gases de escapamento de um motor diesel rodando com misturas de até 75% de óleo vegetal em volume, além do óleo puro [7]. Esse estudo obteve resultados muito interessantes no que diz respeito à substituição do diesel convencional por óleo vegetal. Os resultados apresentados mostram que para o caso testado (um motor para geradores com velocidade fixada em 1500 RPM) os resultados foram positivos em todos os aspectos estudados. O desempenho do motor com as misturas de 20%, 50% e 75% de óleo vegetal pode ser comparado ao desempenho do mesmo com diesel

convencional, com a potência e consumo de combustível muito similares às do diesel puro. O gráfico da potência do motor em questão é mostrado na Fig. (6).

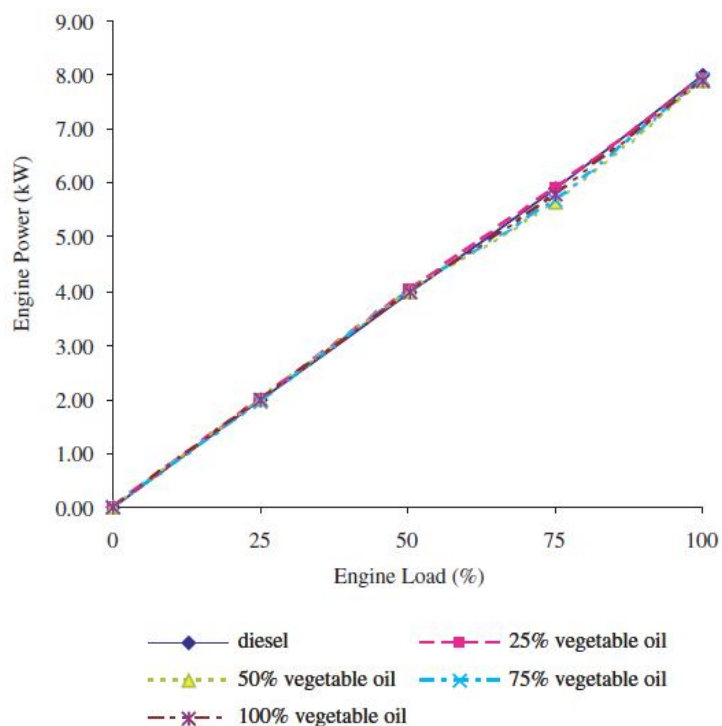


Figura 6 - Gráfico Potência x Carga de um motor com óleo vegetal

De forma análoga, as emissões de NOx, CO e hidrocarbonetos são, de forma geral, menores do que as do diesel puro, exceto no caso de cargas baixas para o CO e da mistura de 50% de óleo vegetal para os hidrocarbonetos. Este é um dos estudos que nos permite planejar a substituição de uma parcela significativa do diesel nos motores comuns sem realizar modificações estruturais ou nas características do motor, tais como taxa de compressão, bomba injetora e outros, e até mesmo sua substituição total por óleo vegetal.

Em estudo realizado no Instituto de Tecnologia Indiano, de Kharagpur, três óleos não comestíveis foram testados, passando antes por um processo de degomificação para diminuir sua viscosidade e aumentar seu índice de cetano [1]. Esses óleos foram então testados em um motor monocilíndrico com rotação fixa de 1200 RPM, com cargas e tempos de injeção diferentes em diferentes proporções com óleo diesel comum, sendo elas 10%, 20%, 30% e 40% dos óleos estudados. O uso em motores estacionários facilita a estabilização do motor, por manter um regime permanente e constantemente trabalhando na faixa de melhor eficiência do motor. A aplicação em motores com condições variadas traz alguns problemas, tais como regimes transientes de rotações, mudança de torque relacionada ao acionamento do compressor, etc.

Nos resultados obtidos no experimento do Instituto de Tecnologia Indiano, a mistura com 20% de óleo vegetal de *Jatropha* foi a que obteve melhores resultados, comprovando a possibilidade como substituto parcial, mas não como um substituto total do diesel convencional. Para que se descubra a real possibilidade do seu uso devem ser feitos testes diretamente no motor de máquinas agrícolas, uma vez que a proposta apresentada foi a utilização dessa mistura nessas máquinas, sem alterações no motor.

O processo de degomificação é uma das alternativas utilizadas para reduzir a viscosidade do óleo vegetal puro. Existem diversas outras opções em relação a isso: a transesterificação (processo químico mais caro e complexo do que a degomificação), o pré-aquecimento do óleo antes de injetá-lo no motor e a mistura com o etanol, que sabidamente possui uma viscosidade muito inferior à dos óleos vegetais. Dentre essas opções, duas se destacam para aplicação neste trabalho: a mistura com etanol e o pré-aquecimento.

Em um estudo realizado na Universidade de Caxias do Sul, no Rio Grande do Sul, o efeito do pré-aquecimento do óleo vegetal foi investigado, junto com a mudança do ângulo de injeção do combustível [6]. Misturas de 10%, 30%, 50% e 70% de óleo de soja puro com o restante em diesel foram testadas novamente em um motor monocilíndrico de quatro tempos, além do óleo sozinho (100%). Alguns problemas relativos ao uso do óleo vegetal puro foram encontrados, entre os quais o entupimento do pré-filtro instalado no sistema de injeção, localizado antes do sistema de aquecimento do combustível. Nesse projeto, as misturas e o óleo puro eram aquecidos a duas temperaturas distintas, 30° e 60°C, e em seguida testadas em diferentes ângulos de injeção. Os resultados encontrados, tanto para o adiantamento quanto para o adiamento da injeção foram encorajadores, aconteceram melhoras em quase todas as circunstâncias, tanto em relação ao desempenho quanto às emissões. Entretanto, ao antecipar a injeção de combustível, apesar de resultar em um torque e em uma potência maiores, foi observada uma grande instabilidade do motor, fato que descartou essa alternativa no fim do experimento.

Apesar disso, podemos extrair desse teste que a possibilidade de substituir ao menos uma parcela significativa do diesel convencional por óleo vegetal puro existe de fato, havendo portanto uma necessidade de estudarmos mais a fundo o comportamento dessas misturas em diversas situações.

Além do uso de óleo vegetal em misturas com diesel, o etanol também tem sido testado com frequência como um substituto parcial desse combustível nos motores de combustão por compressão. Mas são poucos os casos estudados com misturas com alta porcentagem de etanol. Isso acontece devido à baixa miscibilidade do etanol em relação ao diesel comum -

especialmente a baixas temperaturas -, ao baixo índice de cetano do etanol (estimado em 8 ou 9) quando comparado ao do diesel e ao baixo ponto de fulgor da mistura diesel-etanol. Pesquisadores da universidade de Pune, na Índia, realizaram estudos com misturas de diesel comum com etanol e biodiesel, com esse último funcionando como um emulsificador para o etanol, aumentando significativamente a quantidade a ser misturada no diesel [2].

Os emulsificadores utilizados nas misturas de etanol/diesel acabam por retirar uma parcela de combustível da mistura, uma vez que esses emulsificadores em geral não são combustíveis. O uso do biodiesel como um emulsificador é uma saída interessante para esse problema, como podemos observar nos resultados conseguidos.

Outra constatação importante nesse trabalho é em relação ao comportamento da combustão nas misturas estudadas. O alto calor latente de evaporação, o baixo índice de cetano e a alta temperatura de auto-ignição do etanol fazem com que a temperatura do spray de combustível injetado no cilindro caia significativamente, aumentando o tempo entre a injeção do combustível e a ignição da mistura. Esse atraso ocorre na pré-queima da mistura, e a menor viscosidade e menor massa específica acarretam em uma melhor atomização e mistura ar/combustível. Além disso, a menor tensão superficial do etanol e a viscosidade cinemática fazem com que se formem gotas menores no spray, indicando um comportamento macroscópico melhor da mistura ar/combustível quando usamos misturas de diesel com etanol. Tal melhora na mistura faz com que a queima seja mais rápida e libere mais calor. Além disso, este trabalho provou que em altas cargas o efeito do baixo índice de cetano do etanol é reduzido.

A mudança do ponto de injeção do combustível, abordada em outros artigos já citados, consiste em alterar o ângulo em que o combustível começa a ser injetado no cilindro. Essa mudança tem como objetivo começar antes o processo de combustão e trazer o pico de liberação de calor para mais próximo do PMS, e a presença do etanol na mistura não altera esse comportamento.

As misturas foram testadas em diversas cargas e rotações do motor, sendo necessário mudar o tempo de injeção de 13° para 21°, para que fosse possível rodar o motor com uma mistura com 40% de etanol, 10% de biodiesel e 50% de diesel convencional. Entretanto, essa diferença no tempo de injeção do combustível teve efeitos adversos nas emissões, devido às diferenças causadas no processo de combustão. As emissões de NOx, por exemplo, foram elevadas em quase 100%, tanto para as misturas quanto para o diesel puro. Por outro lado, a redução da fumaça foi significativa em todas as faixas de operação e em todos os tempos de injeção quando comparadas as misturas ao diesel puro. As emissões de CO reduziram sutilmente com cargas altas e aumentaram drasticamente com cargas baixas. A emissão de

CO₂, por outro lado, quase não é afetada pelo uso das misturas, exceto em cargas baixas, onde aumenta. A presença do oxigênio no etanol é responsável por essa diminuição nas emissões, principalmente no que diz respeito à fumaça e particulados. Uma mistura melhor de ar/combustível, como foi citado anteriormente, também contribui para isso.

As emissões de NO_x são diretamente relacionadas à temperatura no interior do cilindro, à concentração de oxigênio e ao tempo de queima. Com isso, o uso de etanol e de óleo vegetal (ambos possuem oxigênio em sua composição) aumenta significativamente a quantidade de NO_x nos gases de escape. Porém, tal resultado é controverso, tendo em vista que alguns trabalhos relatam uma leve redução na quantidade de NO_x em seus experimentos, enquanto outros trabalhos relataram um aumento significativo na quantidade de NO_x nas emissões dos motores. Portanto, essa é uma questão que depende provavelmente de fatores ainda não identificados, e só pode ser confirmada através de experimentos.

A partida do motor é um ponto de fundamental importância no estudo de novos combustíveis. Os biocombustíveis normalmente utilizados possuem uma grande desvantagem em relação ao diesel convencional, que é a partida a frio. Em países tropicais, como o Brasil, esse não é um problema muito sério, pois as médias da temperatura anual são bastante altas quando comparadas às temperaturas de países europeus, por exemplo. Tendo em vista esse problema, foi feito um estudo sobre a partida a frio num motor de quatro tempos veicular, utilizando misturas de diesel, biodiesel e etanol [5]. Nesse caso, o etanol foi utilizado como um aditivo, para melhorar o desempenho e as emissões desse motor.

A conclusão à que os autores chegaram foi de que não havia mudança significativa no tempo de partida do motor com misturas de até 20% de biodiesel de soja, mas a partir dessa concentração é notado um aumento no tempo de partida a frio. Além disso, a adição do etanol teve influência no tempo de partida, aumentando mesmo quando adicionado em pequenas proporções, de 3% a 5% em volume. Isso provavelmente ocorre devido ao calor latente de evaporação do etanol, que acaba por resfriar ainda mais a câmara de combustão. Porém, os testes em questão foram realizados com uma temperatura ambiente de -5°C, uma situação muito rara na maior parte do Brasil.

Quando não são utilizados emulsificadores para a mistura do etanol com o diesel, as quantidades de etanol são significativamente menores, sendo que somente misturas de até 15% de volume são obtidas, devido à baixa miscibilidade dos dois componentes. Num estudo feito na Grécia, as misturas foram de 5% e 10% em volume, somente, e ainda assim um emulsificador foi utilizado, em 1,5% de volume da mistura, retirados da porcentagem do diesel [4]. O desempenho dessas duas misturas foi testado em duas velocidades, cada uma

com 3 cargas diferentes, e as emissões do motor foram medidas para cada uma das configurações de operação.

Os resultados obtidos mostram uma tendência observada em todos os experimentos estudados, a redução significativa da fumaça liberada nos gases de escapamento. Esse comportamento pode ser explicado pela presença do oxigênio molecular do etanol, fazendo com que a queima ocorra numa condição mais 'rica' quando comparada ao diesel puro, que pelas características do ciclo ocorre normalmente 'pobre' (excesso de ar). Além disso, nesse caso específico, há pequenas reduções nas emissões de NOx e de CO, com os níveis de hidrocarbonetos aumentando proporcionalmente com o nível de etanol na mistura. A diminuição do nível de emissões de NOx, como dito anteriormente, é um parâmetro sobre o qual ainda não existem conclusões precisas. Nesse caso, a redução dessa emissão foi explicada pela diminuição da temperatura do cilindro, em função do alto calor latente de evaporação do etanol. Esse efeito praticamente balanceia a maior presença de oxigênio e o baixo índice de cetano do etanol (o que gera um maior espaço de tempo entre a injeção e a combustão).

Em relação ao desempenho, os autores observaram que o consumo específico de combustível aumentou, sendo maior quanto maior fosse a quantidade de álcool na mistura, uma vez que o poder calorífico do etanol é menor do que o do diesel.

4 CARACTERIZAÇÃO DO ÓLEO VEGETAL

Este projeto utiliza como principal foco de estudo o óleo de macaúba. Nesse capítulo há uma breve descrição das características dessa planta e seu potencial.

4.1 A PLANTA

A macaúba é uma palmeira encontrada no México e nas Américas Central e do Sul, principalmente na Mata Atlântica brasileira.

Existem dois tipos dessa palmeira. O primeiro, *Acrocomia aculeata*, conhecido como coco-de-espinho. A *Acrocomia intumescens*, segundo tipo de palmeira macaúba, é chamada popularmente de macaúba barriguda, devido ao seu tronco, que tem forma abaulada na parte central do caule.

Podendo chegar a 15 metros de altura, a *Acromia aculeata*, espécie da palmeira utilizada neste projeto, está sendo cada vez mais explorada pelos seus variados recursos, que vão desde a alimentação até o uso como composição de biocombustíveis, caso desse trabalho em estudo.

O aproveitamento da macaúba é integral. No processamento dos cachos utiliza-se todo o fruto. Da casca do coco é feito um tipo de carvão melhor do que o carvão mineral em relação ao valor calórico.

Dois tipos de óleo são retirados desse fruto comestível, um esverdeado, proveniente da polpa, que é utilizado no biodiesel e na indústria de cosméticos; o outro, retirado da amêndoa, é fino e amarelado, e pode ser utilizado tanto para consumo quanto para produção de produtos de beleza.

Além da retirada do óleo, a polpa também é utilizada para produzir ração animal.

4.2 PRODUTIVIDADE

A macaúba é uma planta com grande potencial de rendimento de óleo. Comparada a outras culturas semelhantes, a produtividade da macaúba é bem mais vasta. Com uma produção de aproximadamente 4,8 ton óleo/ha, seu rendimento é 4,8 vezes maior que o do pinhão-manso (1,0 ton óleo/ha) e quase 10 vezes maior que o da soja (0,5 ton óleo/ha).

A capacidade de produção do óleo da macaúba é análoga à do dendê, que é capaz de produzir mais de 4 mil quilos de óleo por hectare plantado.

Outro aspecto positivo da macaúba está em seu plantio. É uma palmeira que pode ser plantada em grande quantidade por região, pois se acostuma a densas populações facilmente. Além desse fator, a macaúba se adapta ao clima seco, e pode ser combinada a outras culturas e à pastagem.

4.3 TIPOS DE EXPLORAÇÃO COMERCIAL

Como já citado anteriormente, a macaúba tem várias aplicações comerciais. A principal delas reside na extração de óleo vegetal do tipo empregado para produção de biodiesel. Mas outros tipos de óleo processados do fruto da macaúba, mais especificadamente da amêndoa, são largamente utilizados, sendo empregados na indústria farmacêutica, indústria de cosméticos, sabões, velas e fluidos para freio de avião.

Afora o aproveitado pelas grandes indústrias, o óleo de macaúba é também aproveitado artesanalmente, em produtos medicinais, na alimentação, animal e humana, na fabricação de margarina, e pode ser usado como lubrificante para máquinas em geral.

Do processamento do fruto da macaúba ainda são gerados outros produtos, o carvão para siderurgia, a torta da polpa (9% de proteína) e a torta da amêndoa (32% de proteína), ambas utilizadas na alimentação animal.

4.4 CARACTERÍSTICAS DO ÓLEO

O óleo da polpa, utilizado neste trabalho, já vem sendo estudado há algum tempo por pesquisadores da Universidade de Brasília, em especial do Laboratório de Materiais e Combustíveis, do Instituto de Química. Dentre estes estudos uma tese de mestrado fez uma análise físico-química do óleo, e os resultados apresentamos abaixo:

- Viscosidade: 41,93 cSt (mm²/s)
- Densidade a 20°C: 918,80 kg/m³
- Poder Calorífico: 34,12 MJ/kg

Resultados como o índice de cetano, ponto de fulgor e *pour point* não puderam ser obtidos devido à falta dos equipamentos necessários para realizar estas medições para óleos vegetais puros. Entretanto, observando o valor do índice de cetano de outros óleos vegetais, tais como de pequi, dendê, soja e babaçu, podemos supor que este valor se encontre entre 35 e 40,

mostrando-se assim menor que o do diesel, normalmente compreendido entre 40 e 55. Este valor estimado também confere com o valor do índice de cetano do óleo de macaúba craqueado, de 44,49. O craqueamento tem como uma das suas finalidades aumentar o índice de cetano do óleo, e portanto justifica a suposição de um índice inferior para o óleo cru.

Em comparação com o diesel convencional, temos um poder calorífico menor (45,88 MJ/kg para o diesel comum), fator também já esperado e observado nos óleos vegetais *in natura*.

No que diz respeito à viscosidade, observamos um valor cerca de 10 vezes maior do que o diesel convencional. Esta característica é um empecilho no que diz respeito à alimentação do motor, uma vez que bombas de combustível mais sensíveis podem falhar quando utilizando este óleo. Para diminuir a diferença entre a viscosidade do óleo de macaúba e do diesel, a solução utilizada foi a adição de etanol à mistura, garantido assim uma redução no esforço ao qual a bomba fica submetida.

CONFIDENCIAL

5 APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

Aqui apresentamos todos os equipamentos necessários para a realização do presente projeto, com detalhes do seu funcionamento ou suas características técnicas. Além disso, expomos também a metodologia utilizada na realização dos testes e análises do projeto.

5.1 APARATO EXPERIMENTAL

O presente trabalho foi realizado no laboratório de motores, no Bloco G da Faculdade de Tecnologia, campus Darcy Ribeiro da Universidade de Brasília. Os materiais utilizados nos testes foram:

- Motor Diesel;
- Dinamômetro;
- Balança de precisão;
- Medidor de emissões;

Nos subitens a seguir detalhamos cada um deles.

5.1.1 Motor

5.1.1.1 Características Gerais

O motor utilizado neste ensaio foi um Perkins de quatro tempos. O diâmetro dos pistões é de 98,43 mm, com curso de 127 mm em seus quatro cilindros dispostos em linha. A sequência de ignição dos cilindros é 1-3-4-2, e a capacidade volumétrica é de 3870 cm³, com uma taxa de compressão de 16:1, arrefecido a água, sobre-alimentado. Os dados específicos estão na Tab. (1).

Características do motor	
Marca	Perkins
Modelo	Q20B4.236 Diesel 4 tempos, turboalimentado
Cilindros	4 cilindros em linha
Arrefecimento	Arrefecido a água
Diâmetro dos pistões	98,43 mm
Curso dos pistões	127 mm
Seqüência de ignição	1-3-4-2
Volume deslocado	3870 cm ³
Taxa de compressão	16:01
Turbo compressor	Marca Garret, com A\R do caracol frio 0,42 e do caracol quente 0,63 Modelo 704944-5001S

Tabela 1 - Características do motor de ensaio

Este motor é originário de uma caminhonete D-20, com uma potência de 87 CV, com 28 kgf de torque a 1600 RPM.

5.1.1.2 Sistema de Injeção

O combustível a ser utilizado no motor foi armazenado em um barril de cinco litros, feito em aço inox, ligado à bomba de baixa pressão do sistema de injeção através de mangueiras próprias para combustível, com um registro na linha. Este barril se localizava em cima de uma balança de precisão, utilizada para medir o consumo de combustível. O esquema de montagem é mostrado nas Figs. (7) e (8).

O barril utilizado foi escolhido por ser um recipiente leve (a massa máxima suportada pela balança é de 4100 g) e que fosse resistente à possível corrosão, devido à natureza ácida do óleo de macaúba e conseqüentemente das misturas testadas.



Figura 7 - Aparato experimental - armazenamento do combustível

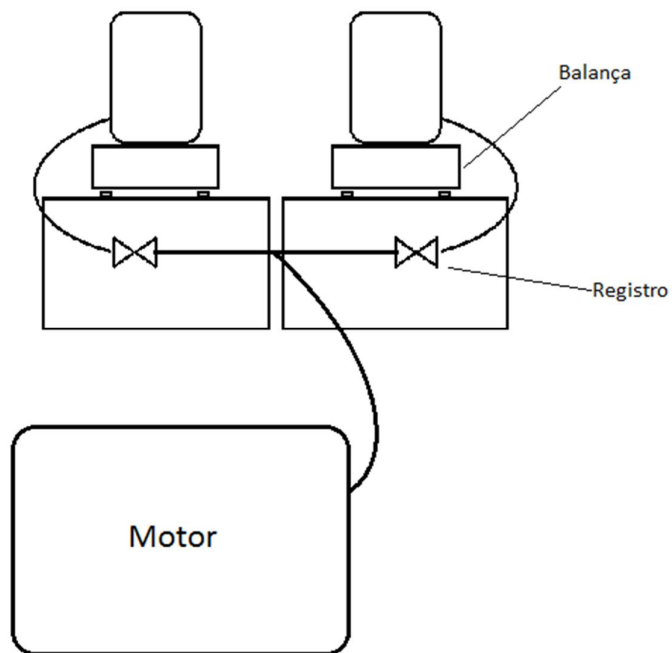


Figura 8 - Desenho esquemático da alimentação de combustível do motor

Os barris são conectados a uma bomba de baixa pressão própria do motor, através de mangueiras específicas para combustível. A bomba de baixa pressão faz com que o combustível passe pelos filtros para então ser levado à bomba de alta pressão, Bosch, modelo VE4/12F 1500 RE 107, com bicos injetores também da Bosch.



Figura 9 - Aparato experimental - motor e dinamômetro montados

5.1.1.3 Válvulas

O sistema de válvulas do motor é composto por uma válvula de admissão e uma válvula de escape para cada um dos cilindros. Seus tempos de abertura e fechamento são:

- Válvula de admissão: abertura a -13° em relação ao PMS, fechamento a 43° em relação ao PMI;
- Válvula de escape: abertura a -46° em relação ao PMI, fechamento a 10° em relação ao PMS.

5.1.2 Dinamômetro

Neste trabalho utilizamos uma bancada dinamométrica, composta por um dinamômetro SCHENCK, modelo D-210-le, com capacidade de medir até 210 kW, 600 N.m a 10000 RPM. Além desse dinamômetro, a bancada consistia em um indicador de carga e termopares para verificação da temperatura tanto do óleo do motor quanto da água do sistema de arrefecimento.

5.1.3 Analisador de Gases

Na análise de gases, o instrumento utilizado foi um analisador de gases da marca AVL Ditest, modelo DiCom 4000. Os intervalos das emissões e características que interessavam aos ensaios seguem na Tab. (2).

Modelo AVL DiCom 4000		
Dados	Intervalo de Medição	Erro
CO	0 - 10 % Vol.	0.01 % Vol.
CO ₂	0 - 20 % Vol.	0.1 % Vol.
HC	0 - 20 000 ppm	Vol. 1 ppm
λ	0 - 9.999	0.001
Temperatura do óleo	0 - 150 °C	1 °C
Opacidade	0 - 100 %	0.1 %

Tabela 2 - Características do aparelho analisador de gases

Durante a realização dos testes na primeira etapa do projeto (PG1) a sonda de medição de particulados (opacidade) foi danificada pelo escapamento do motor, e devido a esse incidente não foi possível realizar medições de opacidade. O equipamento utilizado não possuía a sonda necessária para a medição das emissões de NOx. Para próximos estudos recomendamos a utilização de um medidor capaz de medir estas emissões, pois as mesmas são de grande interesse quando se trata da queima de combustíveis de origem vegetal.

5.1.4 Balanças de Precisão

Para a medição do consumo de combustível, foram utilizadas balanças de precisão da marca Toledo, modelo Adverturer ARD110. Suas características estão na Tab. (3).

Capacidade (g)	4100
Valor de divisão real (g)	0,01
Valor de divisão de Verificação (g)	0,1
Desvio Padrão (g)	0,01
Linearidade (g)	$\pm 0,02$
Diâmetro do Prato (mm)	180

Tabela 3 - Características das balanças de precisão

5.2 METODOLOGIA

5.2.1 Curvas de carga

Para iniciarmos o projeto, escolhemos três misturas para um estudo mais aprofundado: D20E30M50 (20% de diesel, 30% de etanol e 50% de macaúba), D30E30M40 (30% de diesel, 30% de etanol e 40% de macaúba) e D30E20M50 (30% de diesel, 20% de etanol e 50% de macaúba). As duas primeiras foram testadas ao final da primeira etapa deste projeto, e não observamos separação na mistura mesmo após 7 meses em repouso. Já a terceira mistura foi selecionada para que fosse feito um teste com uma proporção maior de diesel em relação ao etanol, e verificar se existiam diferenças significativas a respeito da performance do motor.

Preparadas as misturas a serem testadas, abastecemos o motor com cada uma delas e traçamos as curvas a plena carga do motor, para que a partir desses dados pudéssemos selecionar a mistura que apresentasse os melhores resultados, descartando as outras duas. No entanto, as misturas apresentaram grande dificuldade de partida a frio no motor. Então, para que pudéssemos rodar o motor com elas, foi necessário esquentar o motor fazendo-o rodar com diesel até a temperatura de 60°C, aproximadamente, para então abastecer com as misturas. Para minimizar a contaminação das misturas pelo combustível anterior, os seguintes procedimentos foram realizados:

- retirada do restante do combustível do tanque utilizado;
- retirada do combustível dos filtros do motor;
- bombeamento manual do combustível para limpeza da linha e da pré-bomba.

Dessa forma, sempre que era necessário trocar de combustível, estes procedimentos eram realizados.

Essas curvas de plena carga foram traçadas com as seguintes rotações: 1000, 1800, 2000, 2500 e 2800 RPM. As rotações intermediárias (entre 1000 e 1800 RPM) apresentaram grande instabilidade, não sendo possível obter os valores para esta faixa de operação. Tal instabilidade ocorre na faixa de entrada do turbocompressor, e acreditamos que o transiente causado pela sua entrada é responsável por esta não estabilização. Com a mistura selecionada, D30E30M40, obtivemos a curva de 75% da carga do motor funcionando com ela, com o objetivo de simular um regime comum de um motor automotivo. Em seguida, partimos para a análise de consumo de combustível e de controle de emissões gasosas.

Foram realizadas cinco medições para cada uma das velocidades de rotação estudadas. Iniciamos com a rotação mais alta, de 2800 RPM, com 75% da carga, filmando o mostrador da balança para obter resultados mais precisos do que os que foram obtidos na primeira etapa do projeto. Em seguida, o mesmo procedimento foi realizado para as demais rotações de forma decrescente, com 2500 RPM, 2000 RPM, 1800 RPM e, finalmente, 1000 RPM. O mesmo procedimento foi repetido de forma crescente, iniciando com 1000 RPM e subindo gradativamente, até alcançar novamente 2800 RPM. Essa rotina foi feita duas vezes completa e uma vez somente decrescendo, totalizando cinco medidas para cada uma das rotações.

Ao contrário do esperado, não foi possível estabilizar o motor na rotação mais baixa, de 1000 RPM, quando aplicada a carga parcial (75%). Isso se dá provavelmente devido ao etanol presente na mistura, que reduz a temperatura da câmara de combustão. Com a rotação mais baixa (inferior a 1800 RPM), essa redução de temperatura tem resultados significativos, enquanto que em rotações mais altas o efeito é sobreposto pelo aumento da temperatura do motor.

5.2.2 Consumo do combustível D30E30M40

A medição do consumo foi feita em função da massa de combustível presente no reservatório. A diferença entre as massas no intervalo de 30 segundos foi anotada, e uma média das taxas de consumo para as medições de cada rotação foi traçada, buscando minimizar o erro obtido. Para cada rotação houve uma medida de consumo que apresentou grande discrepância em relação às outras, e devido a essa discrepância, o valor foi descartado.

5.2.3 Desempenho do motor

A partir dos dados obtidos no dinamômetro, foi possível calcular alguns parâmetros do motor, tais como o torque e a potência. Estes foram os parâmetros que mais nos interessaram, para que fosse possível avaliar o desempenho do motor com as misturas analisadas. O torque e a potência foram calculados de acordo com as Eqs. (1) e (2), respectivamente.

$$T = C \cdot 0,718 \text{ (kgf.m)} \quad (1)$$

$$P = \frac{n \cdot C}{1000} \text{ (CV)} \quad (2)$$

Nas equações mostradas, “C” é a carga obtida através do dinamômetro em kP e “n” é a rotação do motor.

A potência calculada através desta fórmula é a potência para pressão atmosférica no nível do mar, e, portanto, um fator de correção é necessário para obter a potência corrigida. Esse fator, dada a altitude de Brasília, é de 1,17. A potência corrigida foi obtida pela simples multiplicação da potência encontrada por esse fator, como mostrado na Eq. (3).

$$P_c = P \cdot 1,17 \text{ (CV)} \quad (3)$$

5.2.4 Emissões

A curva do diesel convencional (que já possui 5% de biodiesel em sua composição) e suas respectivas emissões já haviam sido obtidas nos testes anteriores, mas foram refeitas devido a mudanças nas condições climáticas existentes no período entre-testes (mudança na umidade relativa do ar, temperatura ambiente, etc), e foram utilizadas como base de comparação para os resultados obtidos com o uso das misturas.

5.2.5 Temperatura do motor

Durante a operação do motor, a temperatura máxima estipulada da água no sistema de arrefecimento foi de 80°C. Ao atingir essa temperatura, três procedimentos poderiam ser adotados:

- troca da água do sistema de refrigeração, injetando água a temperatura ambiente no sistema de forma a reduzir a temperatura total;
- redução da velocidade e da carga do motor;
- desligamento do motor.

Tais medidas foram tomadas visando preservar o motor e reduzir o risco de acidentes ou de danos ao equipamento.

Entretanto, mesmo com tais precauções, uma série de problemas ocorreu durante a execução deste projeto. Primeiramente, no final do semestre passado, durante uma bateria de testes com óleo de macaúba 80% e etanol a 20%, a rosca externa de um dos bicos injetores rachou, danificando a peça e impossibilitando o uso do motor. Devido à idade do motor, enfrentamos uma grande dificuldade de encontrar uma peça para substituir a anterior, e tal

peça só foi encontrada em meados de maio deste ano. Logo após a sua substituição, outra quebra: no vidro do reservatório do filtro de óleo, o que impossibilitou mais uma vez a utilização do motor.

Além desses problemas, houve ainda o estouro de uma mangueira de alimentação, a quebra do turbo-compressor e a quebra da junta do cabeçote do motor, que resultaram em grande atraso no início dos testes para os três grupos que trabalhavam com esse motor, mas principalmente para o nosso trabalho, uma vez que tanto a quebra da turbina quanto a quebra da junta do cabeçote ocorreram após os testes das outras equipes.

5.2.6 Alteração no ponto de injeção da bomba

Como etapa final de testes, realizamos a operação do motor alterando o ponto de injeção da bomba até obtermos o pico de torque para a mistura. Como o motor foi projetado para rodar com diesel comercial, o ponto de injeção de combustível está otimizado para este combustível. Ao alterar suas características com a adição de etanol e de macaúba, principalmente com a diminuição do índice de cetano, é necessário buscar um novo ponto ótimo de injeção, onde a mistura vai ter tempo suficiente para que a queima do combustível ocorra da melhor forma.

A redução no índice de cetano acarreta num maior retardo no início da queima dentro do cilindro, e, sabendo disso, adiantamos a injeção de combustível. O ajuste é feito da seguinte forma: três parafusos que prendem a bomba na carcaça do motor são afrouxados, e devido aos furos obilongos há a possibilidade de girar a bomba em seu próprio eixo, modificando assim o ponto de injeção. Na posição original da bomba há dois riscos, um na carcaça da bomba e outro no bloco do motor, utilizados como referência, o que possibilita sempre voltar ao ponto original de injeção. Na Figura (10) esse ponto está indicado por uma seta.

Assim como nos outros testes, foi necessário aquecer o motor antes de iniciar os ensaios com as misturas, e para esta bateria de testes uma nova metodologia foi adotada. Durante o aquecimento do motor, o acelerador foi trancado na carga correspondente a 75% da carga plena - carga essa quando rodando com diesel comercial - e não foi mais alterado durante a execução do teste. Portanto, como a carga é função do ponto do acelerador, ela foi mantida constante ao longo dos testes.

Depois de acertada a aceleração imposta e com o motor aquecido, o ponto de injeção foi modificado girando a bomba no sentido indicado na Fig.(10) para iniciar os testes.

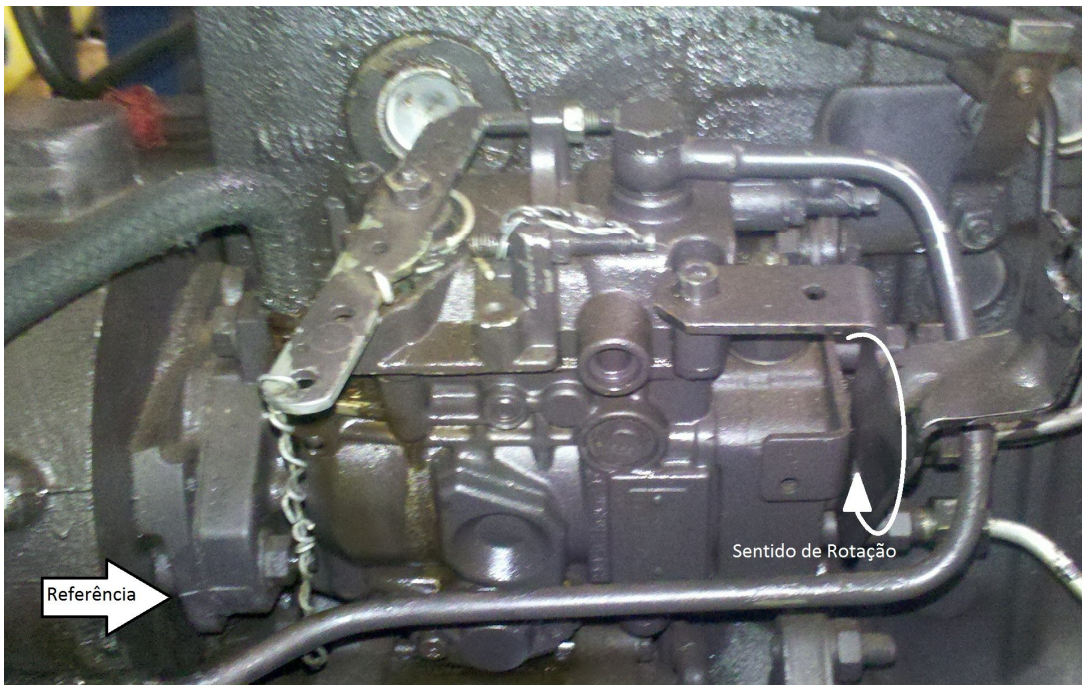


Figura 10 - Esquema de ajuste do ponto de injeção

Uma vez com a bomba no ponto de atraso máximo, foram realizados os testes de consumo e de emissões de poluentes para as rotações de 1800 RPM, 2000 RPM e 2200 RPM. As rotações abaixo de 1800 RPM apresentaram grande instabilidade, e acima de 2200 RPM a carga era muito baixa, portanto não foram consideradas nos testes.

Ambos os ensaios foram realizados três vezes em cada rotação, e a redução de 4 para 3 passadas ocorreu porque a quantidade de mistura disponível não seria suficiente caso a metodologia utilizada para o ponto de injeção original fosse mantida. Diferentemente do que ocorreu no ponto normal, nessa etapa as três medições eram realizadas em sequência para então trocar a rotação, com um intervalo de 10 segundos entre cada uma das aferições. Além disso, na medição de consumo, ao invés de vídeos de 30 segundos foram feitos vídeos de 20 segundos, também devido à quantidade reduzida de mistura pronta.

Quando alteramos o ponto de injeção novamente, girando a bomba agora no sentido contrário, o procedimento descrito acima foi repetido para outros três pontos, dois dos quais pontos intermediários entre o atraso máximo e o ponto original, e por último um ponto além do original, com o avanço do ponto de injeção.

Os resultados alcançados em todos os testes são apresentados e discutidos no Cap. (6).

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos através dos testes descritos são apresentados e analisados de forma crítica, para que conclusões a respeito do uso do óleo de macaúba possam ser tiradas. A comparação entre a macaúba pura e o diesel também é feita, para uma melhor visualização das diferenças encontradas.

6.1 RESULTADOS DO TESTE DE PLENA CARGA

A Tabela (4) mostra os resultados de carga (em quilo-Pound), potência (em CV, cavalo vapor) e torque (kgf.m) obtidos com o uso do diesel comercial, com 5% de biodiesel, nos testes dinamométricos de referência.

Rotação (RPM)	Diesel Comercial									
	Carga (kP)		Torque (kgf.m)		Potência (CV)		Potência Corrigida (CV)		Potência Corrigida (kW)	
	100%	75%	100%	75%	100%	75%	100%	75%	100%	75%
1650	31,50	23,63	22,62	16,96	51,98	38,98	60,81	45,61	44,73	33,54
2000	29,00	21,75	20,82	15,62	58,00	43,50	67,86	50,90	49,91	37,43
2500	25,00	18,75	17,95	13,46	62,50	46,88	73,13	54,84	53,78	40,34
2800	20,70	15,53	14,86	11,15	57,96	43,47	67,81	50,86	49,88	37,41

Tabela 4 - Resultados de testes para uso de diesel comercial com 5% de biodiesel

Na Tabela (5) são mostrados os resultados de plena carga das três misturas de diesel, etanol e óleo de macaúba.

Rotação (RPM)	Plena Carga								
	D30E30M40			D20E30M50			D30E20M50		
	Máx	Mín	Média	Máx	Mín	Média	Máx	Mín	Média
1000	20,0	20,3	20,15	23,9	23,8	23,85	21,8	21,4	21,60
1800	25,6	26,2	25,90	29,0	28,6	28,80	27,2	27,7	27,45
2000	24,4	24,3	24,35	27,0	26,6	26,80	25,5	25,6	25,55
2500	20,5	19,8	20,15	22,8	22,0	22,40	21,3	21,2	21,25
2800	16,2	16,0	16,10	17,5	16,1	16,80	16,2	16,2	16,20

Tabela 5 - Resultados dos testes de plena carga para as misturas selecionadas

Para as misturas, os valores mínimos e máximos registrados são a oscilação dos dados mostrados no dinamômetro, e por causa dessa oscilação o valor utilizado para os cálculos foi uma média dos valores apresentados.

E as Tabelas (6), (7) e (8) trazem os dados traçados em função dos resultados apresentados na Tab. (5).

D30E30M40										
Rotação (RPM)	Carga (kP)		Torque (kgf.m)		Potência (CV)		Potência Corrigida (CV)		Potência Corrigida (kW)	
	100%	75%	100%	75%	100%	75%	100%	75%	100%	75%
1000	20,15	15,11	14,47	10,85	20,15	15,11	23,58	17,68	17,34	13,00
1800	25,90	19,43	18,60	13,95	46,62	34,97	54,55	40,91	40,12	30,09
2000	24,35	18,26	17,48	13,11	48,70	36,53	56,98	42,73	41,91	31,43
2500	20,15	15,11	14,47	10,85	50,38	37,78	58,94	44,20	43,35	32,51
2800	16,10	12,08	11,56	8,67	45,08	33,81	52,74	39,56	38,79	29,09

Tabela 6 - Resultados do teste com uso da mistura D30E30M40

D20E30M50										
Rotação (RPM)	Carga (kP)		Torque (kgf.m)		Potência (CV)		Potência Corrigida (CV)		Potência Corrigida (kW)	
	100%	75%	100%	75%	100%	75%	100%	75%	100%	75%
1000	23,85	17,89	17,12	12,84	23,85	17,89	27,90	20,93	20,52	15,39
1800	28,80	21,60	20,68	15,51	51,84	38,88	60,65	45,49	44,61	33,46
2000	26,80	20,10	19,24	14,43	53,60	40,20	62,71	47,03	46,12	34,59
2500	22,40	16,80	16,08	12,06	56,00	42,00	65,52	49,14	48,19	36,14
2800	16,80	12,60	12,06	9,05	47,04	35,28	55,04	41,28	40,48	30,36

Tabela 7 - Resultados do teste com uso da mistura D20E30M50

D30E20M50										
Rotação (RPM)	Carga (kP)		Torque (kgf.m)		Potência (CV)		Potência Corrigida (CV)		Potência Corrigida (kW)	
	100%	75%	100%	75%	100%	75%	100%	75%	100%	75%
1000	21,60	16,20	15,51	11,63	21,60	16,20	25,27	18,95	18,59	13,94
1800	27,45	20,59	19,71	14,78	49,41	37,06	57,81	43,36	42,52	31,89
2000	25,55	19,16	18,34	13,76	51,10	38,33	59,79	44,84	43,97	32,98
2500	21,25	15,94	15,26	11,44	53,13	39,84	62,16	46,62	45,72	34,29
2800	16,20	12,15	11,63	8,72	45,36	34,02	53,07	39,80	39,03	29,28

Tabela 8 - Resultados do teste com uso da mistura D30E20M50

A diferença de rotações entre os testes das misturas e o do diesel comercial é explicada pelo fato de o motor ser difícil de estabilizar em baixas rotações, principalmente na faixa entre 1000 RPM e 1800 RPM, para as misturas contendo óleo de macaúba e etanol. Por isso só foi possível obter as cargas para rotações iguais quando essas foram mais elevadas, a partir de 1800 RPM.

Essa dificuldade de estabilizar pode ser causada pela presença do óleo vegetal, que demora mais tempo para queimar devido ao seu menor índice de cetano, e faz com que a queima de combustível ocorra muito tarde.

Outro motivo possível para a instabilidade do motor é a presença de etanol nas misturas, que diminui muito a temperatura interna do cilindro no momento da injeção devido ao seu alto calor latente de evaporação, e, com isso, diminui também a pressão dentro dele. Essas alterações na pressão e na temperatura prejudicam o desempenho do motor. Quando a rotação é mais alta a temperatura e a pressão interna do cilindro são mais altas também, o que diminui os efeitos gerados pela evaporação do etanol, e o motor consegue ser estabilizado.

Apesar de ter conseguido obter dados para a rotação mais baixa - 1000 RPM - nos testes de plena carga com as misturas, não conseguimos fazer o mesmo quando a carga foi reduzida a 75%, e essa faixa de rotações foi eliminada dos ensaios, que foram feitos com rotações a partir de 1800 RPM.

As Figs. (11) e (12) apresentam uma amostra de cada uma das misturas utilizadas nesses testes.

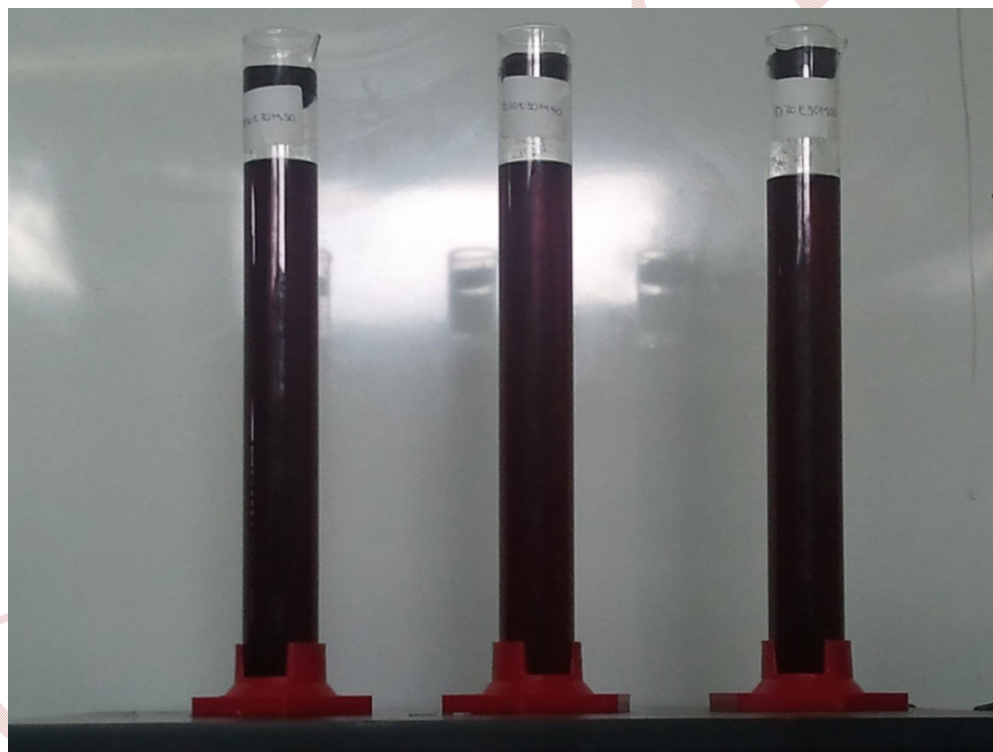


Figura 11 - Amostras das misturas – (a) D30E20M50, (b) D30E30M40, (c) D20E30M50



Figura 12 - Amostras das misturas 2 – (a) D30E20M50, (b) D30E30M40, (c) D20E30M50

6.1.1 Comparação de torque e potência

Com os dados obtidos nos testes de plena carga, encontramos as cargas parciais para cada rotação e os respectivos torque e potência do motor para cada uma delas.

Na Figura (13) há uma comparação em termos de torque (em plena carga e com a carga reduzida a 75%) do motor abastecido com Diesel comercial e com as três misturas testadas.

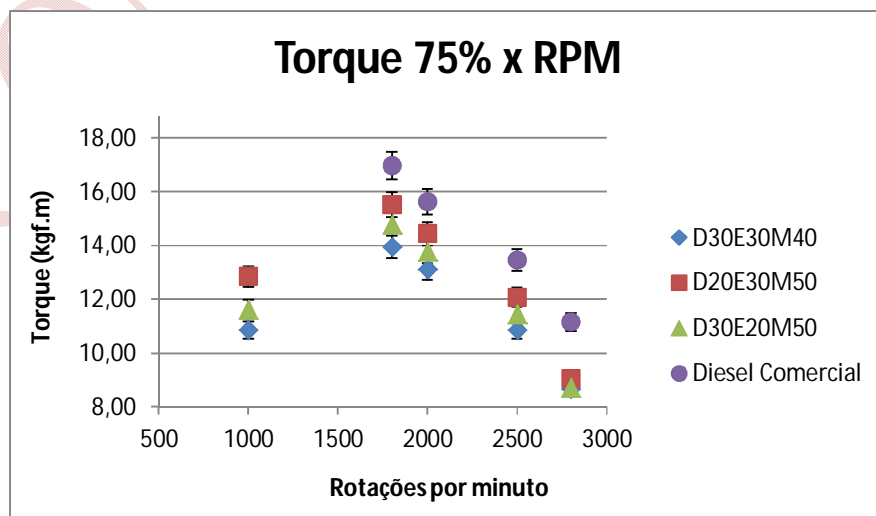


Figura 13 - Gráfico de comparação de combustíveis – Torque 75% x Rotação

E a Figura (14) mostra a comparação em termos de potência entre as três misturas e o Diesel comercial.

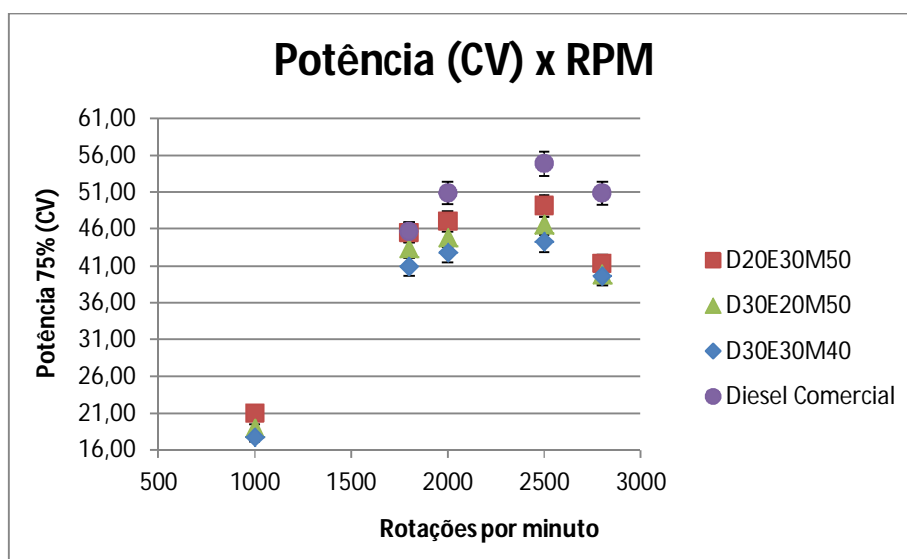


Figura 14 - Gráfico de comparação de combustíveis - Potência (CV) x Rotação

A Tabela (9) mostra numericamente a redução de potência em relação ao diesel comercial quando usamos cada uma das misturas desenvolvidas.

Rotação (RPM)	Potência com uso de Diesel comercial (CV)	Potência com uso de D30E30M40 (CV)	Redução (%)	Potência com uso de D20E30M50 (CV)	Redução (%)	Potência com uso de D30E20M50 (CV)	Redução (%)
1800	51,98	46,62	10,30	51,84	0,26	49,41	4,94
2000	58,00	48,70	16,03	53,60	7,59	51,10	11,90
2500	62,50	50,38	19,40	56,00	10,40	53,13	15,00
2800	57,96	45,08	22,22	47,04	18,84	45,36	21,74

Tabela 9 - Redução de potência para cada mistura em relação ao diesel comercial

As reduções de potência e de torque apresentadas com a utilização das misturas é um dos resultados controversos no estudo de óleos vegetais com motores do ciclo diesel. Em alguns estudos, os resultados apontam uma redução na potência e no torque, como o ocorrido neste caso, mas em outros estudos temos a manutenção da potência original, com variações insignificantes. Sendo assim, uma possível explicação para o fato é o menor poder calorífico da mistura e o maior trabalho da bomba injetora devido à maior viscosidade da mistura.

A partir desses resultados decidimos qual seria a melhor mistura, entre as três testadas, para continuar a ser analisada nesse projeto. Vários aspectos foram analisados para que essa decisão fosse tomada. Apesar de ser visível pelos gráficos que a mistura com dados mais

parecidos aos do diesel comercial é a mistura D20E30M50, essa era a mistura menos viável das três, em termos de estabilidade do motor. E, no final, apesar de ser a mistura menos parecida estatisticamente com o diesel, decidimos por usar a D30E30M40, que por dar mais estabilidade ao motor nos ensaios, consideramos a mais confiável, e, portanto, a mais indicada para o projeto.

Com a mistura selecionada, foi possível realizar os ensaios com a carga reduzida a 75%, analisando o desempenho do motor, seu rendimento e emissões de gases poluentes.

6.2 ANÁLISE DAS EMISSÕES

Juntamente com a análise do consumo foi feita uma análise das emissões, tanto quando utilizamos diesel quanto quando utilizamos a mistura escolhida para os testes. A Tabela (10) mostra uma média dos dados obtidos nos ensaios das emissões de CO, CO₂, O₂ E HC, tanto para o Diesel convencional como para o D30E30M40. E a Tabela (11) mostra os erros associados a cada um dos dados mostrados na Tab. (10).

Rotação (RPM)	Diesel Comercial				D30E30M40			
	CO	CO ₂	O ₂	HC	CO	CO ₂	O ₂	HC
1800	0,050	8,15	9,20	28,0	0,084	6,82	10,52	60,4
2000	0,060	8,40	13,45	28,5	0,092	6,90	10,36	54,2
2500	0,055	9,10	12,00	35,5	0,122	7,26	9,94	67,4
2800	0,055	8,60	12,15	33,5	0,144	7,24	10,02	70,6

Tabela 10 - Emissões de gases para Diesel comercial e D30E30M40

Rotação (RPM)	Diesel Comercial				D30E30M40			
	CO	CO ₂	O ₂	HC	CO	CO ₂	O ₂	HC
1800	0,0100	0,195	0,290	1,53	0,0160	0,180	0,224	4,15
2000	0,0163	0,290	2,978	1,63	0,0180	0,230	0,236	1,90
2500	0,0132	0,163	2,883	2,23	0,0180	0,240	0,275	5,85
2800	0,0132	0,163	2,535	2,17	0,0140	0,203	0,232	5,43

Tabela 11 - Erros associados às emissões de Diesel e D30E30M40 (em porcentagem)

As Figuras (15), (16), (17) e (18) mostram os gráficos de comparação entre os resultados obtidos para as emissões desses gases, com uma carga do motor de 75% da carga plena.

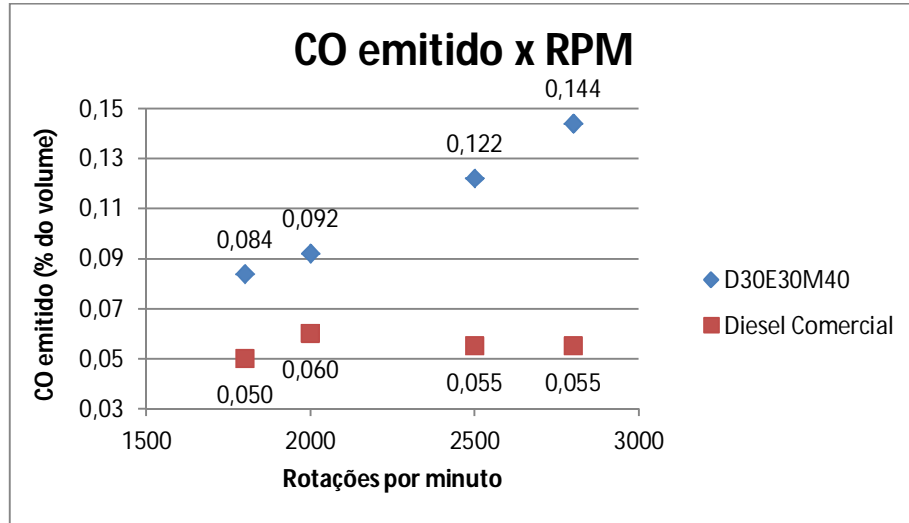


Figura 15 - Gráfico de comparação de emissões - CO emitido x Rotação

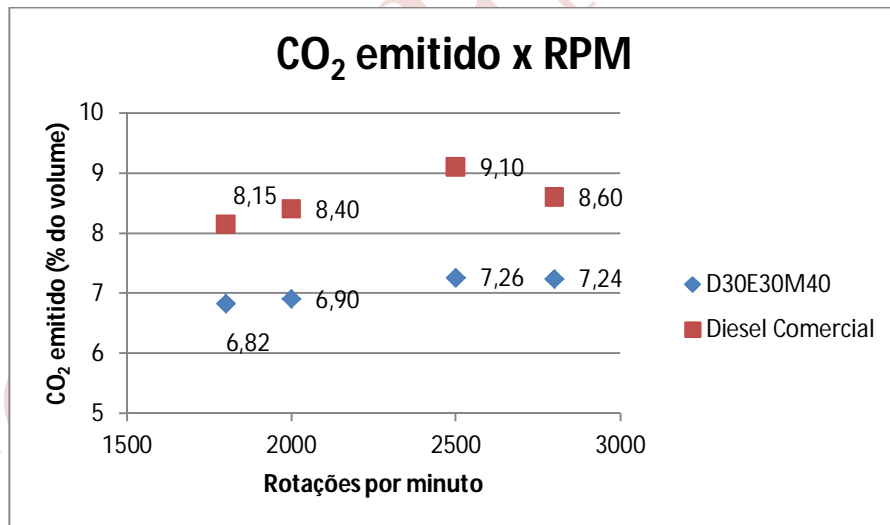


Figura 16 - Gráfico de comparação de emissões - CO₂ emitido x Rotação

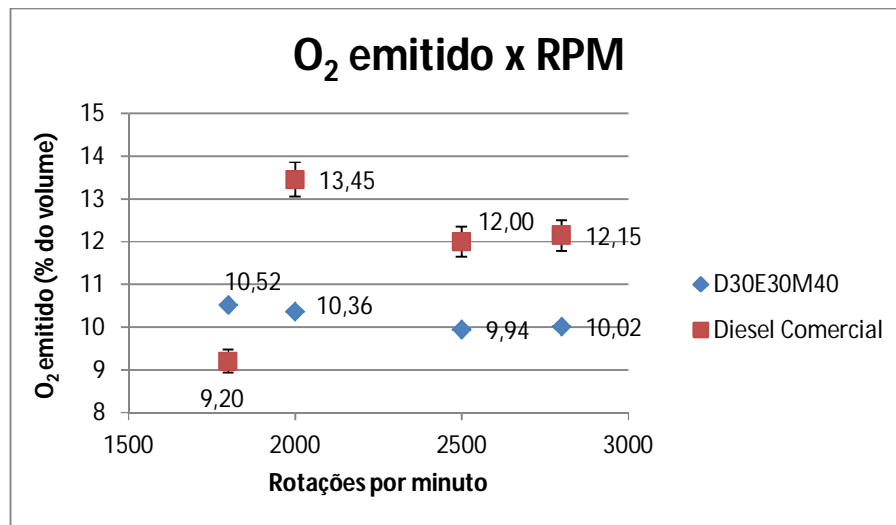


Figura 17 - Gráfico de comparação de emissões - O₂ emitido x Rotação

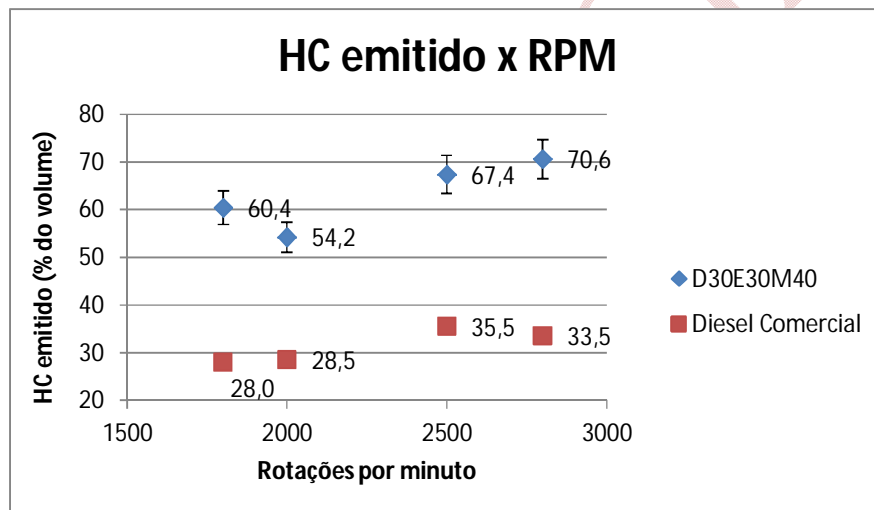


Figura 18 - Gráfico de comparação de emissões - HC emitido x Rotação

Os dados apresentados para o diesel são resultados das médias entre as duas rodadas de testes realizados com esse combustível, e serviram como base de comparação para a mistura de diesel, etanol e óleo de macaúba.

Diferentemente dos testes realizados em plena carga do motor, nos testes com a carga reduzida a 75% não foi possível estabilizá-lo em baixa rotação, por isso só conseguimos dados com a rotação a partir de 1800 RPM.

Quando partimos para a análise das emissões, podemos observar que dois dos parâmetros principais do estudo, CO e HC, aumentaram em todas as rotações. O aumento de ambos está intimamente ligado à temperatura da câmara de combustão.

A presença do etanol reduz a temperatura da câmara fazendo com que a combustão não ocorra de forma completa. Além disso, a maior viscosidade da mistura D30E30M40 acarreta numa mistura ar-combustível pior dentro do cilindro, aumentando também as emissões. O menor índice de cetano da mistura também nos leva a crer que uma parcela do combustível não é queimada no ciclo, sendo então liberada no escapamento.

Já o CO₂ sofreu uma redução, cujo motivo é o mesmo do aumento de CO, uma pior queima da mistura na câmara de combustão. Quando a queima não ocorre de forma completa, uma parcela de CO não se transforma em CO₂, o que resulta num aumento de CO e redução de CO₂.

6.3 ANÁLISE DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Nesta etapa, além de analisar o consumo apresentado tanto pelo diesel comercial quanto pela mistura analisada, calculamos suas eficiências térmicas. Para o cálculo da eficiência, utilizamos a Equação (4).

$$\eta = \frac{P_{saída}}{PCI \cdot \dot{m}} \quad (4)$$

Como não há reação química entre os componentes do combustível D30E30M40, um PCI proporcional à quantidade de cada um dos elementos da fórmula foi assumido para a mistura. A Tabela (12) mostra os PCIs de cada um dos componentes, juntamente com sua proporção na mistura e o PCI final da mesma.

Combustível	PCI (J/g)	% na mistura
Etanol	26952	30%
Óleo de Macaúba	34120	40%
Diesel	43448	30%
Mistura	34768	100%

Tabela 12 - PCIs referentes aos componentes da mistura selecionada

Com o PCI calculado, foi possível o cálculo do rendimento do motor com cada uma das misturas, uma vez que a potência de saída, $P_{saída}$, e a vazão mássica, \dot{m} , foram obtidas experimentalmente. Os resultados obtidos são apresentados nas Tabelas (13) e (14) e nas Figuras (19), (20) e (21), e mostram os resultados obtidos para o diesel comercial e para a mistura D30E30M40.

Diesel Comercial					
Rotação (RPM)	Consumo médio (g/30s)	Consumo médio (g/s)	Consumo médio (kg/h)	Consumo específico (kg/kWh)	Rendimento
1650	65,88	2,20	7,91	235,66	35,16%
2000	75,60	2,52	9,07	242,35	34,19%
2500	97,22	3,24	11,67	289,22	28,65%
2800	103,86	3,46	12,46	333,17	24,87%

Tabela 13 - Consumo de Diesel comercial

D30E30M40					
Rotação (RPM)	Consumo médio (g/30s)	Consumo médio (g/s)	Consumo médio (kg/h)	Consumo específico (kg/kWh)	Rendimento
1800	67,07	2,24	8,05	267,49	38,26%
2000	76,95	2,56	9,23	293,77	35,32%
2500	98,50	3,28	11,82	363,54	28,98%
2800	105,77	3,53	12,69	436,22	23,88%

Tabela 14 - Consumo de D30E30M40

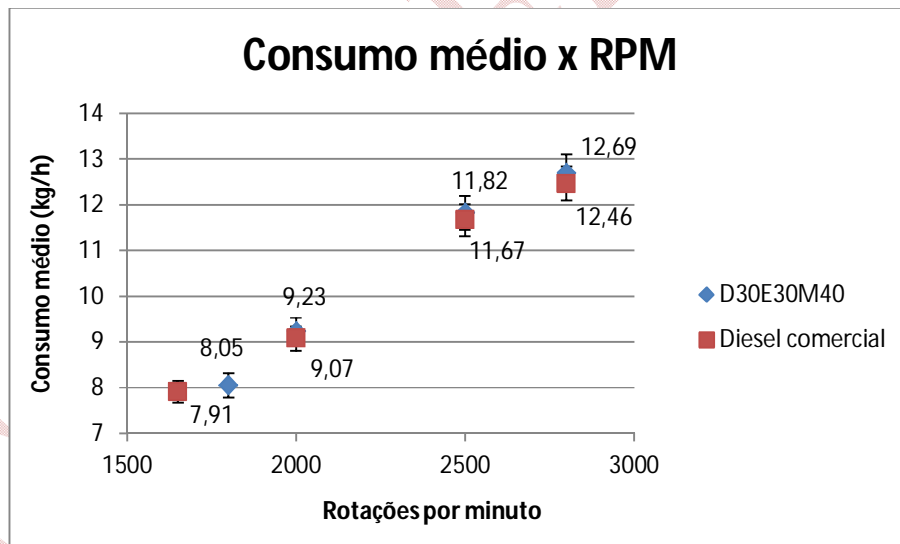


Figura 19 - Gráfico Consumo médio x RPM

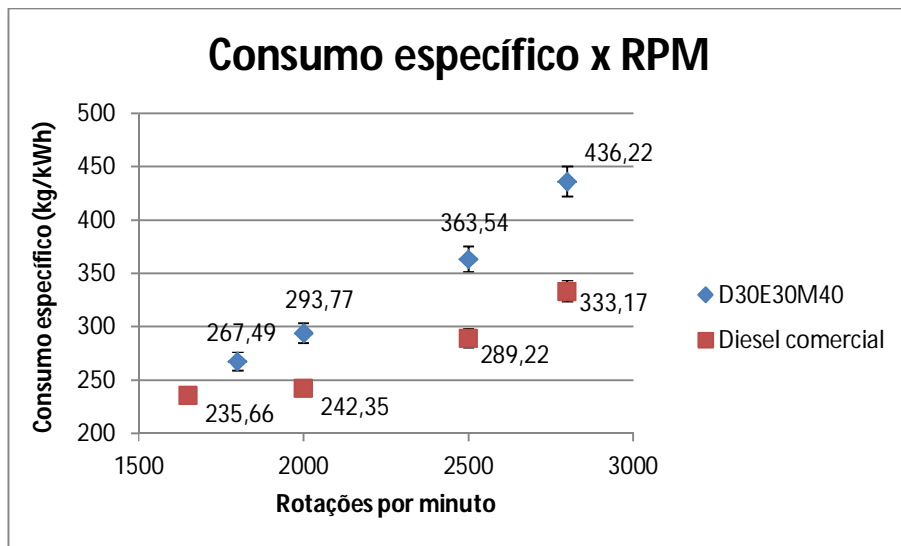


Figura 20 - Gráfico Consumo específico x RPM

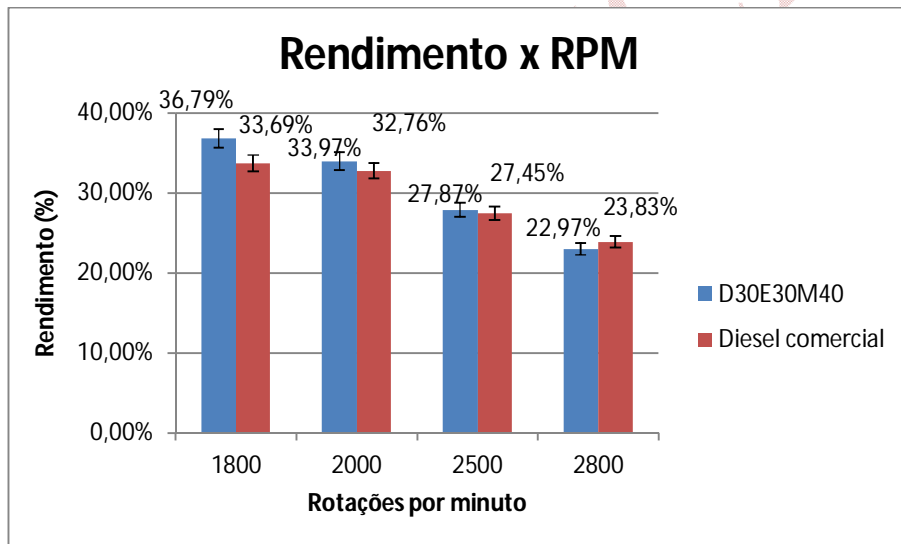


Figura 21 - Gráfico Rendimento x RPM

Por meio desses dados, pode ser observado que com o uso da mistura ocorre um aumento pequeno na vazão mássica e um aumento significativo no consumo específico. Em contrapartida, também é observada uma melhora significativa no rendimento, exceto no caso da rotação de 2800 RPM.

Esse aumento no consumo de combustível já era esperado, uma vez que o poder calorífico da mistura se mostrou 20% inferior ao do diesel puro. Como consequência, uma maior quantidade de combustível deve ser injetada para que se obtenha uma potência similar.

A redução na potência foi menor em porcentagem do que a redução no PCI para as rotações de 1800 RPM, 2000 RPM e 2500 RPM, e como a vazão mássica de combustível

sofre pequenas variações, o rendimento para essas faixas foi superior ao do motor utilizando diesel.

Quando o rendimento a 1800 RPM para a mistura é analisado, ele é comparado com o rendimento do diesel comercial a 1650 RPM, porque não foi possível estabilizar a mistura na mesma rotação. Todavia, essa comparação é válida, uma vez que o ponto de torque máximo do motor com diesel é em 1650 RPM, e, conseqüentemente, esse é também o ponto onde sua eficiência é máxima. Dessa forma, o valor da eficiência do motor abastecido com diesel a 1800 RPM deve ser ainda menor do que o usado para comparação.

6.4 MUDANÇA DO PONTO DE INJEÇÃO DA BOMBA DE COMBUSTÍVEL

A mudança do ponto de injeção do combustível é um procedimento que visa buscar um ponto ótimo de injeção para a mistura utilizada. Como a mistura possui várias características que diferem daquelas do diesel comercial, tais como poder calorífico, índice de cetano, volatilidade, flash point, pour point, etc., o ponto ideal de injeção para o diesel provavelmente não é o mesmo para a mistura. Então, o ponto de injeção foi modificado girando a bomba em seu eixo e foram coletados os dados apresentados nessa seção do Cap. (6) para ser comparados com os valores obtidos no ponto original de injeção.

As rotações utilizadas nos ensaios com o ponto de injeção alterado não são as mesmas utilizadas nos primeiros ensaios, com o ponto de injeção original da bomba de combustível. Esses novos testes foram feitos com as rotações de 1800 RPM, 2000 RPM e 2200 RPM. Não foram utilizadas quatro rotações diferentes por dois motivos. O primeiro, o motor não estabilizava em rotações inferiores a 1800 RPM. O segundo motivo, quando a rotação imposta era maior que 2200 RPM, a carga obtida era muito baixa, quase zero. Isso pode ter ocorrido devido a algum defeito no dinamômetro ou por queda de rendimento da mistura nessa faixa de operação.

6.4.1 Resultados dos testes de carga

Com os dados obtidos nos ensaios realizados mudando o ponto de injeção da bomba, foi montada a Tabela (15), que mostra as cargas parciais obtidas em cada um dos pontos. A última coluna dessa tabela mostra, para comparação, as cargas obtidas no ponto original de injeção de combustível.

Rotação (RPM)	CARGA				
	PONTO 1	PONTO 2	PONTO 3	PONTO 4	ORIGINAL
1800	23,5	NE	23,8	24,0	19,20
2000	18,8	19,7	20,3	22,7	18,30
2200	7,8	12,0	9,0	12,0	15,38

Tabela 15 - Cargas obtidas com a mudança do ponto de injeção

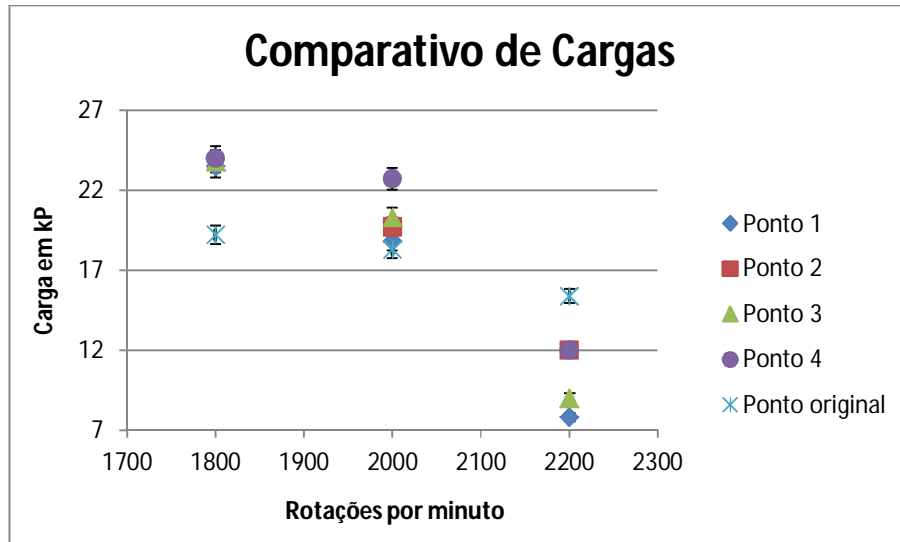


Figura 22 - Comparativo - Cargas obtidas com a mudança do ponto de injeção

A partir da Tabela (15) e do gráfico da Figura (22), nota-se uma mudança significativa nas cargas de cada ponto, que aumentaram nas rotações de 1800 RPM e 2000 RPM em relação ao ponto de injeção original. Esses resultados estão compatíveis com o que era esperado, porque a mudança no ponto de injeção pode provocar um aumento no tempo disponível para queima, compensando assim o efeito do menor índice de cetano e possibilitando uma maior difusão da mistura.

A exceção foi a rotação de 2200 RPM, onde houve uma redução significativa da carga. Essa redução não era esperada no teste de alteração do ponto de injeção, e pode ter ocorrido por problemas no dinamômetro ou por problemas no próprio motor. Outra possibilidade é ter acontecido uma falta de estabilidade e de desempenho da mistura nessa faixa de operação, mas para ter certeza do que gerou essa redução na carga são necessários outros testes em aparelhos mais precisos.

Um aspecto interessante desses resultados foi o maior ganho de potência e de torque quando o ponto de injeção foi de avanço em relação ao ponto de injeção original da bomba. Devido ao menor poder calorífico, era esperado que o adiantamento no ponto de injeção melhorasse o desempenho por causa do maior tempo para a queima da mistura. Ainda assim,

o resultado alcançado está de acordo com o encontrado por Wander, Altafini, Moresco, Colombo e Lusa [6], onde um atraso no ponto de injeção apresentou melhoras no desempenho do motor e o adiantamento provocou instabilidade, como ocorrido em nossos testes, no Ponto 2 a 1800 RPM.

6.4.2 Análise das emissões

Da mesma forma que foi feito nos ensaios com o ponto de injeção na sua posição original, em cada um dos pontos alterados foram realizadas três medidas para cada emissão de gases poluentes, uma para cada rotação do motor. A Tabela (16) mostra os dados obtidos para essas emissões.

EMISSIONES	PONTO 1 - Avanço máximo			PONTO 2			PONTO 3			PONTO 4 - Atraso		
	1800	2000	2200	1800	2000	2200	1800	2000	2200	1800	2000	2200
CO	0,193	0,113	0,207	NE	0,133	0,130	ADP	0,187	ADP	0,277	0,270	0,120
CO ₂	8,00	6,97	4,70	NE	7,20	5,43	ADP	7,50	ADP	8,37	8,13	5,53
O ₂	8,80	10,27	13,43	NE	10,00	12,63	ADP	9,53	ADP	8,37	8,70	12,57
HC	70,0	50,3	73,7	NE	158,0	100,7	ADP	58,3	ADP	47,7	39,0	39,3

Tabela 16 - Emissões obtidas com a mudança do ponto de injeção

A Tabela (17) e as Figuras (23) e (24) fazem um comparativo do CO e do HC emitidos com as mesmas emissões utilizando o Diesel comercial.

Emissões a 2000 RPM	Ponto original	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Diesel
CO	0,092	0,113	0,133	0,187	0,270	0,060
HC	54,2	50,3	158,0	58,3	39,0	28,5

Tabela 17 - Comparativo de emissões

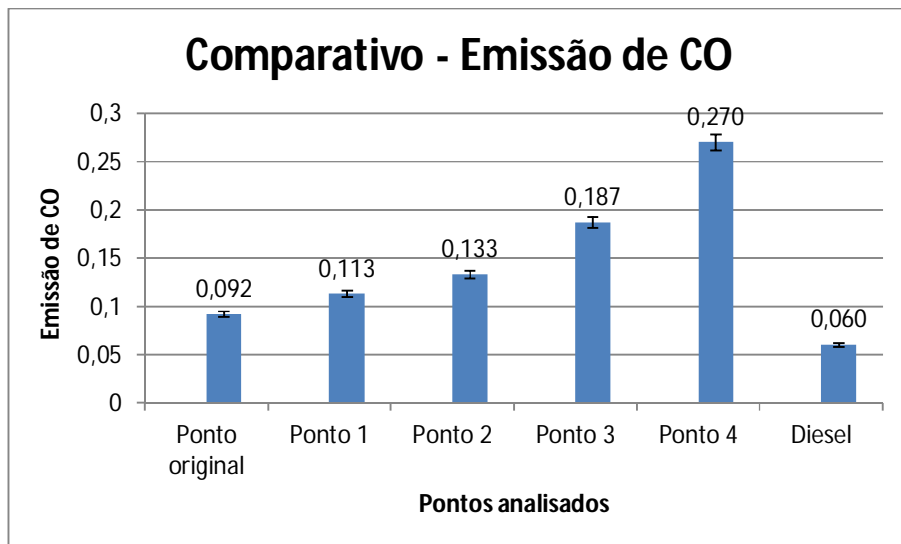


Figura 23 - Comparativo - Emissão de CO

Pode ser observado claramente que o aumento nas emissões de CO é enorme, chegando a quase 200% do valor do ponto de injeção original, que por si só já é 50% maior do que o valor do diesel comercial. Mais uma vez, ao buscar um ponto ideal de injeção essa diferença pode ser reduzida, e os resultados apresentados podem estar prejudicados pelos filtros do equipamento não serem novos no momento dos testes. Uma injeção mais adequada e controlada (eletronicamente) pode também auxiliar na redução dessas e das outras emissões registradas.

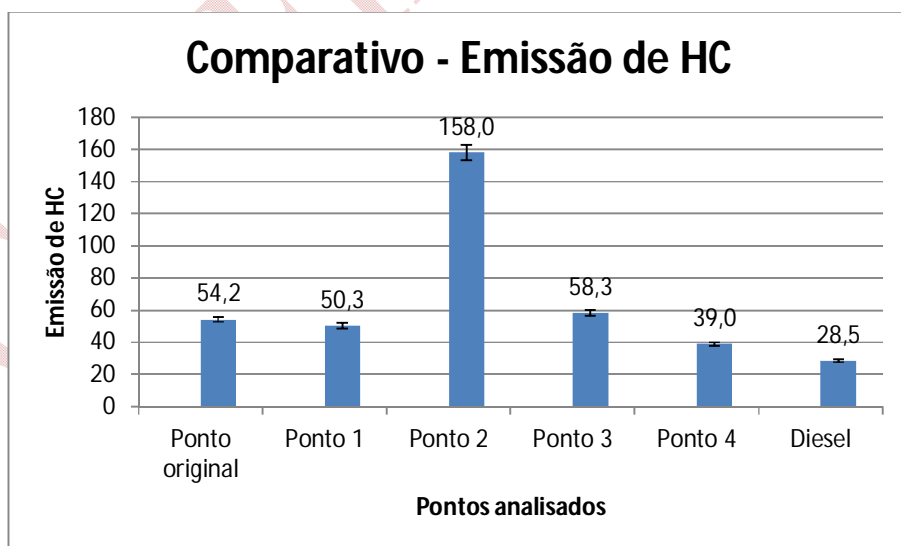


Figura 24 - Comparativo - Emissão de HC

Os resultados encontrados para HC mostraram um aumento significativo em relação ao diesel comercial em todas as faixas. Parte desse aumento pode ser explicada pelo overflow do

sensor de medição após os testes realizados pelo experimento anterior (PG de um outro aluno que utilizou o mesmo aparato experimental), que registrou medidas de até 1000 PPM de HC. Entretanto, para o ponto de injeção 4, foi observada uma redução nas emissões de HC quando comparada ao ponto original. Isso pode significar uma queima de uma parcela maior do combustível injetado.

6.4.3 Análise do consumo de combustível

A Tabela (18) e os gráficos das Figuras (25), (26) e (27) apresentam o consumo de combustível e o rendimento obtido nos testes com a alteração do ponto de injeção.

	PONTO 1 - Avanço máximo			PONTO 2			PONTO 3			PONTO 4 - Atraso		
	1800	2000	2200	1800	2000	2200	1800	2000	2200	1800	2000	2200
Rotação (RPM)	1800	2000	2200	1800	2000	2200	1800	2000	2200	1800	2000	2200
Consumo médio (g/20s)	57,38	56,82	43,38	-	57,65	47,28	62,43	59,72	42,38	61,59	65,18	48,85
Consumo médio (g/s)	2,87	2,84	2,17	-	2,88	2,36	3,12	2,99	2,12	3,08	3,26	2,44
Consumo médio (kg/h)	10,33	10,23	7,81	-	10,38	8,51	11,24	10,75	7,63	11,09	11,73	8,79
Consumo específico (kg/kWh)	283,76	316,09	528,74	-	306,04	374,58	304,81	307,70	447,68	298,23	300,29	387,02
Rendimento	36,49%	32,76%	19,58%	-	33,83%	27,64%	33,97%	33,65%	23,13%	34,72%	34,48%	26,75%

Tabela 18 - Consumo de combustível com o ponto de injeção alterado

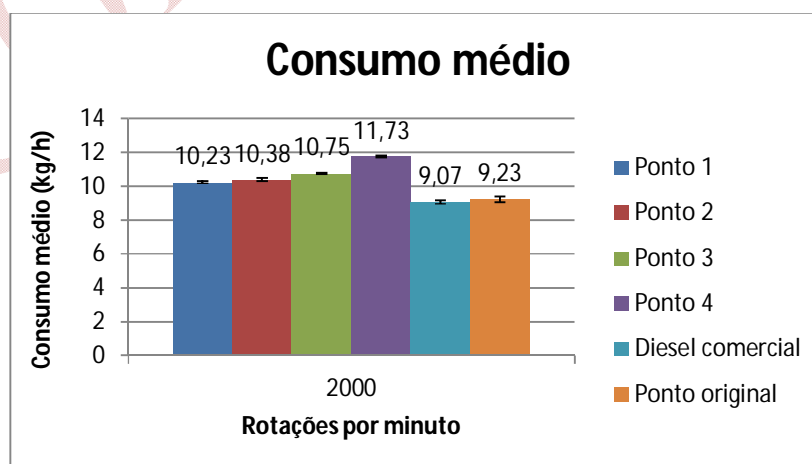


Figura 25 - Consumo médio para diferentes pontos de injeção

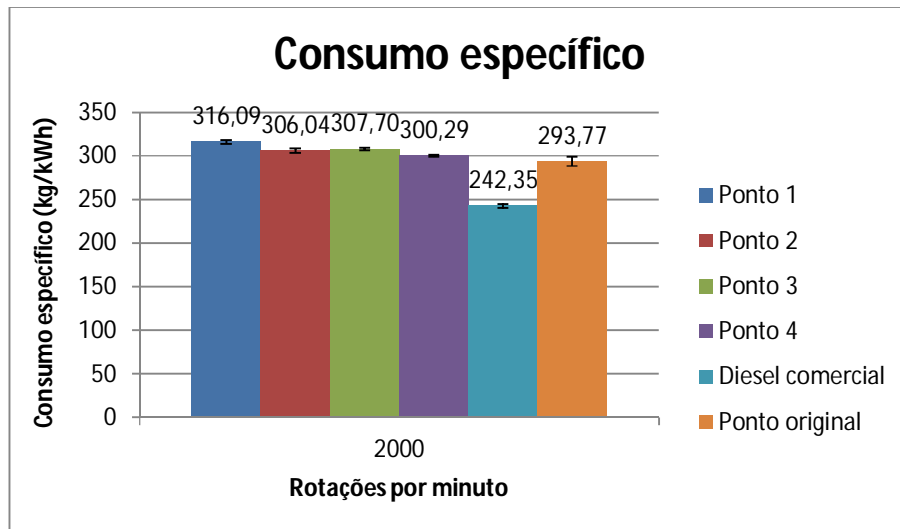


Figura 26 - Consumo específico para diferentes pontos de injeção

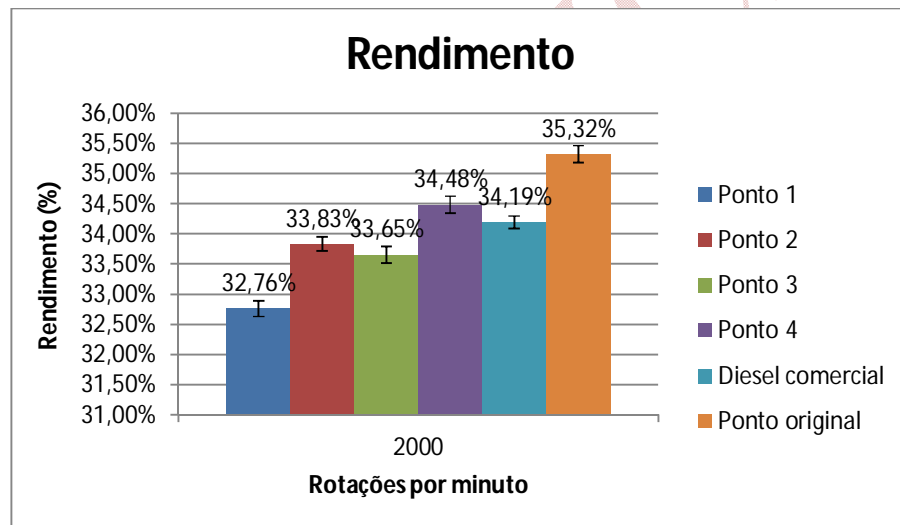


Figura 27 - Rendimento para diferentes pontos de injeção

Em todos os pontos testados ocorreu um aumento do consumo de combustível, tanto em termos mássicos quanto de consumo específico de combustível. O ponto de atraso na injeção foi o que apresentou maior consumo mássico, entretanto apresentou o menor consumo específico. Seu rendimento foi o maior entre os pontos alterados, sendo superior ao do diesel comercial, mas ainda inferior ao alcançado no ponto de injeção original.

6.5 PROBLEMAS ENCONTRADOS

Durante os ensaios e testes realizados neste projeto, surgiram alguns impasses a ser contornados. Primeiramente, ao final dos testes do Projeto de Graduação 1, em dezembro de

2011, um dos bicos injetores do motor rachou, sendo necessária a troca do mesmo. Devido à idade do motor, encontrar uma peça para repor a danificada foi muito difícil, e levou muito tempo. Somente neste ano, no final de maio, este problema foi solucionado, mas outros surgiram.

Inicialmente, uma mangueira de retorno do óleo estourou. Ao realizar sua substituição, um dos copos de vidro dos filtros de combustível rachou, e precisou ser trocado. Após as baterias de testes dos outros grupos que utilizavam o mesmo motor, quando foram iniciados os testes com as misturas, a turbina do sistema de sobrealimentação apresentou folga axial no eixo, e precisou ser reparada. Após a substituição do eixo, troca das buchas e jateamento, realizamos a montagem no motor.

Ao iniciar a segunda bateria de testes, outro problema aconteceu, a junta do cabeçote estragou, ocasionando vazamento de óleo e água entre o cabeçote e o bloco do motor. Com a junta comprada, realizamos a substituição, mas no processo de remontagem um dos parafusos da flauta de retorno da bomba de combustível quebrou, e arruelas de alumínio do sistema de vedação dos filtros sumiram. Somente após a compra e instalação destas peças foi possível realizar a segunda bateria de testes, finalizando assim os testes deste projeto.

6.6 EFEITOS DA MISTURA NA CÂMARA DE COMBUSTÃO

Em decorrência da substituição da junta, foi possível ver e fotografar o interior dos cilindros, juntamente com os bicos injetores e as válvulas de admissão e de escape do motor. As Figuras (28), (29), (30), (31), (32) e (33) mostram as fotos tiradas.



Figura 28 - Pistão 1



Figura 29 - Pistão 2



Figura 30 - Pistão 3



Figura 31 - Válvulas e bico 1



Figura 32 - Válvulas e bico 2



Figura 33 - Válvulas e bico 3

Por meio dessas fotos, pode-se observar que a utilização do etanol contribui muito para a limpeza da câmara de combustão e das válvulas, principalmente de escape, formando áreas mais claras no cilindro. Os pontos de injeção ficam evidentes nas Figs. (28), (29) e (30), onde os pontos mais claros representam os pontos onde o combustível é injetado.

Como foi dito anteriormente, a presença do etanol limpa a câmara de combustão, e por isso os pontos de injeção ficam mais claros. Da mesma forma, observamos claramente nas Figs. (31), (32) e (33) a limpeza das válvulas de saída e o local da câmara de combustão, levemente deslocada do centro do cilindro. Os bicos injetores, mostrados em detalhe na Fig. (32), não apresentaram grande quantidade de borra ou de depósitos, o que é um ponto positivo quando comparado com os outros resultados de uso de óleo vegetal. Acreditamos que o uso do etanol na mistura contribui para tal fato, retirando qualquer eventual depósito.

Por outro lado, podemos observar também que o padrão do spray não é o mesmo para todos os cilindros. As diferenças entre as Figuras (29) e (30) são muito grandes, evidenciando este fato. Na Fig. (30), o spray está sendo mandado não somente para a câmara de combustão, mas também para a lateral do cilindro. Esse acontecimento não é interessante, uma vez que o etanol reduz a lubrificação do cilindro e, com isso, diminui a vida útil do motor.

Outro problema ocasionado pela injeção irregular do combustível nos cilindros pode ser a perda de potência e consequente diminuição do rendimento do motor. Ao enviar mais combustível para um cilindro do que para outro, um excesso de combustível a ser queimado também pode acontecer, resultando num maior índice de HC nos gases de escape.

7 CONCLUSÃO

Neste capítulo, apresentamos de uma maneira sucinta as conclusões obtidas ao longo do trabalho, comentando os resultados obtidos e propondo os assuntos para a continuação do projeto.

Os resultados obtidos neste projeto, levando em consideração a quantidade de etanol que foi possível misturar com diesel formando uma mistura homogênea, são de grande relevância tanto para o meio científico quanto para o meio comercial. Há algum tempo pesquisadores vêm tentando criar misturas com alto teor de etanol para funcionarem em ciclo diesel, devido ao menores índices de particulados emitidos e em alguns casos redução de emissões como CO e HC, de grande impacto ambiental.

Além deste resultado, também merece destaque o aumento da eficiência térmica do motor, mesmo funcionando fora do ponto ideal de funcionamento para este combustível. O aumento das emissões registrado também pode ser considerado como consequência disto e da idade do motor, e somente um teste com um equipamento mais moderno pode acabar com estas dúvidas. Ainda assim, acreditamos que um motor mais novo e regulado para este tipo de combustível, com injeção eletrônica e com um sistema de pré-aquecimento da mistura pode provocar reduções significativas nas emissões e um ganho real de potência, fazendo com que a eficiência térmica suba ainda mais.

Para trabalhos futuros, além de motores e dinamômetros mais modernos, a medição de outros parâmetros de emissão, tais como de particulados, opacidade e NOx podem reforçar ainda mais o potencial desta descoberta, abrindo assim caminho para a sua utilização em larga escala.

A substituição de 70% do combustível a ser queimado por combustíveis de origem vegetal aumenta ainda mais a relevância deste projeto, pois além de incentivar a economia local, com o estímulo da agricultura nacional, ainda protege o país contra a dependência do petróleo enfrentada pela maioria dos países no atual panorama mundial. Se o subsídio que hoje é oferecido ao diesel foi redirecionado para a produção e comercialização do óleo, ou até mesmo somente dividido, o uso desta tecnologia passa a ser viável do ponto de vista comercial, e um aprofundamento da pesquisa aqui apresentada pode torna-lo ainda mais viável do ponto de vista energético.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] HALDAR, S.K.; GHOSH, B.B.; NAG, A., **Studies on the comparison of performance and emission characteristics of a diesel engine using three degummed non-edible vegetable oils**, 2008, 6p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- [2] HULWAN, Dattatray Bapu; JOSHI, Satishchandra V., **Performance, Emission and Combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel–ethanol–biodiesel blends of high ethanol content**, 2011, 14p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- [3] RAKOPOULOS, D.C.; RAKOPOULOS, C.D.; GIAKOUMIS, E.G.; DIMARATOS, A.M.; FOUNTI, M.A., **Comparative environmental behavior of bus engine operating on blends of diesel fuel with four straight vegetable oils of Greek origin: Sunflower, cottonseed, corn and olive**, 2011, 8p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- [4] RAKOPOULOS, D.C.; RAKOPOULOS, C.D.; KAKARAS, E.C.; GIAKOUMIS, E.G., **Effects of ethanol–diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine**, 2008, 8p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- [5] RANDAZZO, Mario Luciano; SODRÉ, Jose Ricardo, **Cold start and fuel consumption of a vehicle fuelled with blends of diesel oil–soybean biodiesel–ethanol**, 2011, 4p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- [6] WANDER, Paulo Roberto; ALTAFINI, Carlos Roberto; MORESCO, Augusto Leandro; COLOMBO, Adelair Lino; LUSA, Diogo, **Performance analysis of a mono-cylinder diesel engine using soy straight vegetable oil as fuel with varying temperature and injection angle**, 2011, 6p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- [7] WANG, Y.D.; AL-SHEMMERI, T.; EAMES, P.; MCMULLAN, J.; HEWITT, N.; HUANG, Y.; REZVANI, S., **An experimental investigation of the performance and gaseous exhaust emissions of a diesel engine using blends of a vegetable oil**, 2005, 8p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.

BIBLIOGRAFIA

- GUARIEIRO, Lílian Lefol Nani; DE SOUZA, Amanda Figueiredo; TORRES, Ednildo Andrade; DE ANDRADE, Jailson B., **Emission profile of 18 carbonyl compounds, CO, CO₂ and NO_x emitted by a diesel engine fuelled with diesel and ternary blends containing diesel, ethanol and biodiesel or vegetable oils**, 2009, 8p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- HALDAR, S.K.; GHOSH, B.B.; NAG, A., **Studies on the comparison of performance and emission characteristics of a diesel engine using three degummed non-edible vegetable oils**, 2008, 6p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- HEYWOOD, John B., **Internal combustion engine fundamentals**, McGraw-Hill, Inc. series in mechanical engineering, Estados Unidos da América, 1998, 930 p., ISBN 0-07-028637-X.
- [HTTP://EN.WIKIPEDIA.ORG/wiki/diesel_engine](http://en.wikipedia.org/wiki/diesel_engine)
- [HTTP://PT.WIKIPEDIA.ORG/wiki/motor_a_diesel](http://pt.wikipedia.org/wiki/motor_a_diesel)
- [HTTP://WWW.BIODIESELBR.COM/biodiesel/motor-diesel/motor-diesel.htm](http://www.biodieselbr.com/biodiesel/motor-diesel/motor-diesel.htm)
- [HTTP://WWW.CULTURAMIX.COM/transporte/carros/ciclo-diesel](http://www.culturamix.com/transporte/carros/ciclo-diesel)
- [HTTP://WWW.DEMEC.UFMG.BR/disciplinas/ema003/liquidos/diesel/motor.htm](http://www.demec.ufmg.br/disciplinas/ema003/liquidos/diesel/motor.htm)
- [HTTP://WWW.EMBRAPA.BR/](http://www.embrapa.br/)
- [HTTP://WWW.ENTABANBRASIL.COM.BR/](http://www.entabanbrasil.com.br/)
- HUANG, Jincheng; WANG, Yaodong; LI, Shuangding; ROSKILLY, Anthony P.; YU, Hongdong; LI, Huifen, **Experimental investigation on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with ethanol-diesel blends**, 2008, 7p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- HULWAN, Dattatray Bapu; JOSHI, Satishchandra V., **Performance, Emission and Combustion characteristic of a multicylinder DI diesel engine running on diesel-ethanol-biodiesel blends of high ethanol content**, 2011, 14p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- IHA, Osvaldo Kojiro, **Produção e análises de bio-óleo e biodiesel utilizando oleaginosas que possam contribuir para o aumento da matriz energética renovável brasileira**. Disponível em: <repositorio.bce.unb.br/bitstream/10482/8959/3/2010_OsvaldoKojiroIha.pdf>.
- LABECKAS, Gvidonas; SLAVINSKAS, Stasys, **Comparative performance of direct injection diesel engine operating on ethanol, petrol and rapeseed oil blends**, 2008, 10p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- LABECKAS, Gvidonas; SLAVINSKAS, Stasys, **Study of exhaust emissions of direct injection diesel engine operating on ethanol, petrol and rapeseed oil blends**, 2008, 11p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- MISRA, R.D.; MURTHY, M.S., **Straight vegetable oils usage in a compression ignition engine – A review**, 2010, 9p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- PIMENTEL, Leonardo Duarte; MOTOIKE, Sérgio Yoshimitsu; COSTA, Emília Wakim de Almeida; MANFIO, Candida Elisa; BRUCKNER, Claudio Horst, **Estimativa de custo de produção e**

- viabilidade econômica do cultivo da palmeira de macaúba (*Acrocomia aculeata*) para produção de óleo vegetal**, 14p.
- RAKOPOULOS, C.D.; ANTONOPOULOS, K.A.; RAKOPOULOS, D.C.; HOUNTALAS, D.T.; GIAKOUMIS, E.G., **Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of Diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins**, 2006, 16p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- RAKOPOULOS, C.D.; ANTONOPOULOS, K.A.; RAKOPOULOS, D.C.; HOUNTALAS, D.T., **Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol-diesel fuel blends**, 2007, 19p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- RAKOPOULOS, D.C.; RAKOPOULOS, C.D.; GIAKOUMIS, E.G.; DIMARATOS, A.M.; FOUNTI, M.A., **Comparative environmental behavior of bus engine operating on blends of diesel fuel with four straight vegetable oils of Greek origin: Sunflower, cottonseed, corn and olive**, 2011, 8p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- RAKOPOULOS, D.C.; RAKOPOULOS, C.D.; GIAKOUMIS, E.G.; PAPAGIANNAKIS, R.G.; KYRITSIS, D.C., **Experimental-stochastic investigation of the combustion cyclic variability in HSDI diesel engine using ethanol-diesel fuel blends**, 2007, 14p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- RAKOPOULOS, D.C.; RAKOPOULOS, C.D.; KAKARAS, E.C.; GIAKOUMIS, E.G., **Effects of ethanol–diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine**, 2008, 8p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- RANDAZZO, Mario Luciano; SODRÉ, Jose Ricardo, **Cold start and fuel consumption of a vehicle fuelled with blends of diesel oil–soybean biodiesel–ethanol**, 2011, 4p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- SIDIBÉ, S.S.; BLIN, J.; VAITILINGOM, G.; AZOUMAH, Y., **Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in diesel engines state of the art: Literature review**, 2010, 12p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- WANDER, Paulo Roberto; ALTAFINI, Carlos Roberto; MORESCO, Augusto Leandro; COLOMBO, Adelair Lino; LUSA, Diogo, **Performance analysis of a mono-cylinder diesel engine using soy straight vegetable oil as fuel with varying temperature and injection angle**, 2011, 6p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.
- WANG, Y.D.; AL-SHEMMERI, T.; EAMES, P.; MCMULLAN, J.; HEWITT, N.; HUANG, Y.; REZVANI, S., **An experimental investigation of the performance and gaseous exhaust emissions of a diesel engine using blends of a vegetable oil**, 2005, 8p. Disponível em: <www.sciencedirect.com>.