

Desenvolvimento experimental em motor do ciclo diesel utilizando óleo de soja como combustível



**Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária
Embrapa Pecuária Sudeste
Ministério da Agricultura Pecuária e Abastecimento**

**BOLETIM DE PESQUISA
E DESENVOLVIMENTO
46**

**Desenvolvimento experimental em
motor do ciclo diesel utilizando óleo
de soja como combustível**

*Márcio Turra de Ávila
Paulo Seleglim Júnior
Luiz Alberto Colnago
Antônio Moreira dos Santos
Waldomiro Barioni Júnior
Camila Ferro
Maria Cristina Neves de Oliveira*

**Embrapa Pecuária Sudeste
São Carlos, SP
2019**

Exemplares desta publicação podem ser adquiridos na:
Embrapa Pecuária São Carlos
Rod. Washington Luiz, km 234
13560-970 , São Carlos, SP
Fone: (16) 3411-5600
<https://www.embrapa.br/pecuaria-sudeste>
www.embrapa.br/fale-conosco/sac

Comitê Local de Publicações
da Unidade Responsável

Presidente

Alexandre Berndt

Secretário-Executivo

Simone Cristina Méo Niciurea

Membros

*Mara Angélica Pedrochi, Maria Cristina
Campanelli Brito, Milena Ambrosio Telles, Silvia
Helena Piccirillo Sanchez*

Revisão de texto
Milena Ambrosio Telles

Normalização bibliográfica

Mara Angélica Pedrocchi

Editoração eletrônica

Maria Cristina Campanelli Brito

Ilustração da capa:

Alvaro Bruno Barioni

1ª edição on-line: 2019

Todos os direitos reservados.

A reprodução não autorizada desta publicação, no todo ou em parte,
constitui violação dos direitos autorais (Lei nº 9.610).

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Embrapa Pecuária Sudeste

Ávila, Márcio Turra de

Desenvolvimento experimental em motor do ciclo diesel utilizando
óleo de soja como combustível. / Márcio Turra de Ávila et al. —
São Carlos, SP: Embrapa Pecuária Sudeste, 2019.

83p. – (Embrapa Pecuária Sudeste. Boletim de Pesquisa e Desenvolvimento, 46).
ISSN 1980-6841

1. Bioenergia. 2. Óleo vegetal. 3. Aquecimento. 4. Motor de ignição por
compressão. Ávila, Márcio, Turra de. II. Seleglim Júnior, Paulo. III. Colnago,
Luiz Alberto. IV. Santos, Antônio Moreira dos V. Barioni Júnior, Waldomiro. VI
Ferro, Camila. VII. Oliveira, Maria Cristina Neves de. VIII. Título. IX. Série.

CDD: 665.3

Sumário

Resumo	5
Abstract	6
1. Introdução.....	7
2. Metodologia.....	10
3. Resultados e Discussão	41
4. Conclusões.....	76
Referências	81

Desenvolvimento experimental em motor do ciclo diesel utilizando óleo de soja como combustível

Márcio Turra de Ávila¹

Paulo Selegheim Júnior²

Luiz Alberto Colnago³

Antônio Moreira dos Santos⁴

Waldomiro Barioni Júnior⁵

Camila Ferro⁶

Maria Cristina Neves de Oliveira⁷

Resumo – O diesel de petróleo tem se tornado cada vez mais oneroso à atividade agropecuária, aumentando consideravelmente os custos de produção. Torna-se, então, importante a busca por substitutos que possam ser diretamente obtidos a partir de produtos agrícolas, como é o caso do óleo de soja. Nesse contexto, foi realizado o presente trabalho de pesquisa experimental, que buscou alimentar um motor de ciclo Diesel de injeção direta com óleo refinado de soja aquecido pela água de arrefecimento e pelos gases de exaustão do mesmo motor, possibilitando detalhada análise acerca de rendimento térmico, razão ar/combustível, ângulo de avanço da injeção de combustível, temperatura de escape e emissões de poluentes, entre outros aspectos. Concluiu-se que o motor a óleo de soja aquecido apresentou menor rendimento térmico e maior emissão de gases poluentes que o motor a óleo diesel, apesar de alguns bons resultados quanto ao processo de combustão.

Termos para indexação: agronegócio, bioenergia, motor de ignição por compressão, óleo vegetal, aquecimento.

¹ Engenheiro Mecânico, Doutor, Professor Adjunto, Universidade Federal e São Carlos/DEMec, São Carlos/SP, avila@ufscar.br.

² Engenheiro Mecânico, Doutor, Professor Titular, Universidade de São Paulo/EESC, São Carlos/SP, selegheim@sc.usp.br

³ Farmacêutico, Doutor, Pesquisador, Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária/CNPq/DIA, São Carlos/SP, luiz.colnago@embrapa.br

⁴ Engenheiro Mecânico, Doutor, Professor Aposentado, Universidade de São Paulo/EESC, São Carlos/SP, asantos@sc.usp.br

⁵ Estatístico, Mestre, Pesquisador da Embrapa Pecuária Sudeste, São Carlos, SP, waldomiro.barioni@embrapa.br

⁶ Estatística, Bacharel, Especialista em Engenharia de Produção, Universidade de São Paulo/EESC, São Carlos/SP, camilaferro7@gmail.com

⁷ Matemática (Licenciatura), Doutor (Estatística Experimental), Pesquisadora, Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária/CNPq/So, Londrina/PR, mcristina.oliveira@embrapa.br

Experimental study of Diesel cycle engine fueled with soybean oil

Abstract – Diesel fuel has become more and more expensive for agricultural activity, increasing production costs deeply. Thus, it is important to search for substitutes that can be gotten directly from agricultural products like as soybean oil. In this context, the attached experimental study was done to fuel a direct injection Diesel cycle engine with refined soybean oil warmed by coolant and exhaust gases of the same engine, what allowed detailed analysis about thermal efficiency, air/fuel ratio, fuel injection time, exhaust temperature e exhaust emissions, among other aspects. It was concluded that the engine fueled with warmed soybean oil presented lower thermal efficiency and higher emissions compared to the petrol diesel engine, in spite of some good results about combustion process.

Index terms: agribusiness, bioenergy, compression ignition engine, vegetable oil, heating.

1 Introdução

1.1 Energia

A palavra desenvolvimento pode significar evolução, implicando mudanças das condições presentes; a palavra sustentável pode significar proteger, evitar a ruína das condições, tanto no presente quanto no futuro. Assim, o desenvolvimento sustentável tem sido comumente definido como forma de desenvolvimento econômico, que atende às necessidades do presente sem comprometer a capacidade de as futuras gerações suprirem suas necessidades (MUNN, 1992).

Muito se tem falado da crescente conscientização ecológica que vem sendo observada em nível mundial, mas, por outro lado, a realidade dos fatos mostra um cenário sombrio de evidente e contínua degradação ambiental. É fundamental reconhecer o papel da energia nesse processo e considerar o seu uso de forma menos impactante, pois o mundo não pode prescindir da continuidade do seu fornecimento.

Nesse sentido, a nação brasileira é uma referência mundial que deve ser respeitada e considerada como exemplo para os países que pretendem evoluir no campo da exploração energética: 60% da energia produzida em território nacional é renovável, ao contrário da grande maioria das nações do mundo. Essa realidade deve, forçosamente, continuar ao longo desse século e novas pesquisas precisam ser realizadas para aperfeiçoar ainda mais o modelo brasileiro de produção de energia. De acordo com o ex-ministro de Ciência e Tecnologia e ex-reitor da Universidade de São Paulo (USP), José Goldemberg, a 'onda do futuro' mostra que os países mais avançados do planeta investem pesadamente no desenvolvimento de energias renováveis (ORTOLAN, 2000).

No ano de 2018, o Brasil consumiu cerca de 38 bilhões de litros de gasolina e 55 bilhões de litros de óleo diesel, frente a uma produção de 23 bilhões de litros e 42 bilhões de litros, respectivamente (ANP, 2013a), o que exigiu importação desses derivados de petróleo. Com seu potencial para produção de biocombustíveis, é considerado uma das únicas nações com efetivas condições de substituir, pelo etanol da cana-de-açúcar e pelos óleos

vegetais, 100% da gasolina e do óleo diesel que consome. Para tanto, não necessita de tecnologia externa, máquinas importadas, capitais ou recursos humanos de outros países, sim de tecnologias em uso desenvolvidas aqui mesmo, totalmente dominadas (BERTELLI, 2002).

1.2 Combustíveis fósseis

A demanda crescente por combustíveis fósseis e a previsão de exaustão de suas reservas em algumas décadas têm causado sucessivas elevações nos preços do petróleo (ALVES, 2013). Em função disso, verificam-se constantes aumentos dos custos em todas as cadeias produtivas, entre as quais se pode citar, especificamente, as do agronegócio, que dependem do uso de máquinas movidas a diesel fóssil. É estimado que cerca de 15% do óleo diesel consumido no país se destinam somente à movimentação da frota no campo, sem levar em conta o transporte de insumos e o escoamento da produção, ou seja, a atividade agropecuária apresenta-se altamente dependente do diesel de petróleo, o que contribui para uma parcela considerável dos seus gastos financeiros (DIESEL, 2006).

Como consequência, esse cenário vem estimulando o desenvolvimento de combustíveis alternativos obtidos a partir de fontes renováveis de energia, os chamados biocombustíveis.

Uma das possibilidades de substituição do óleo diesel diz respeito aos ésteres, conhecidos comercialmente como biodiesel, razão pela qual o Governo Federal instituiu o Programa Nacional de Produção e Uso do Biodiesel (PNPB). Apesar de excelente alternativa ao diesel, o biodiesel é um combustível de alto custo de produção, pois agrega ao valor da matéria-prima outros envolvidos com o processamento industrial.

1.3 Óleos vegetais

A primeira referência sobre a utilização de óleos vegetais como combustível data do início do século XX. Na Exposição Mundial de Paris, de 1900, em que o motor movido a óleo de amendoim foi mostrado ao público, Rudolf Christian Karl Diesel deixou registrado para a posteridade: “De qualquer forma, o trabalho-motor pode ser produzido a partir da energia solar, sempre disponível para a agricultura, mesmo quando os estoques naturais

de combustíveis líquidos e sólidos estiverem exauridos” (KNOTHE, 2001). Desde então, diversas experiências com os mais diferentes tipos de óleos foram e continuam a ser realizadas.

Dentre as opções para a substituição do óleo diesel, as aplicações de óleos vegetais puros ou transesterificados (biodiesel) têm sido as mais exploradas. O biodiesel é detentor de grande destaque nesse processo por apresentar um conjunto de propriedades físicas e químicas (viscosidade, densidade, poder calorífico, número de cetano, estrutura molecular) que muito o assemelham ao diesel de petróleo, não exigindo modificações nos motores que o utilizam. Porém, a produção de biodiesel depende do processo de transesterificação, o que aumenta muito o custo final do produto, pois o investimento inicial para a produção de ésteres e o processamento em si são bastante caros.

Óleos vegetais são muito mais baratos do que os respectivos ésteres. Assim, o uso de óleos vegetais puros, não transesterificados, diretamente nos motores, não pode ser descartado, já que é um produto de menor custo e de fácil obtenção, em função do menor número de processos de fabricação a partir das matérias-primas oleaginosas, o que pode vir a constituir uma solução bastante interessante para a substituição parcial do diesel (FERNANDES; FALCON; PISCHINGER, 1985; LOOS; NOBRE; STIVI, 1985).

Inúmeros trabalhos de pesquisa – que dão conta da tentativa de uso de óleos vegetais como combustível de motores do ciclo Diesel – demonstram a existência de problemas técnicos ligados à sua grande viscosidade em comparação àquela do diesel de petróleo, causando inconvenientes ao processo de combustão, sobretudo nos casos de injeção direta. Esse é, portanto, o grande paradigma a ser quebrado, pois nele reside a maior parte das adversidades decorrentes da queima desse tipo de combustível. Estudos aprofundados sobre esse aspecto específico precisam ser executados de forma a se propor uma radical alteração na forma como a combustão se processa, permitindo a oxidação mais completa dos óleos vegetais (ANDRADE, 1983; FALCON; FERNANDES; PISCHINGER, 1983).

Nesse contexto, apresenta-se a pesquisa em questão, baseada em nova vertente tecnológica a respeito do emprego de óleos vegetais puros como combustível substituto do diesel fóssil em motores do ciclo Diesel, passíveis de serem aplicados em máquinas agrícolas ou na geração de energia elétrica, o que se configura de grande importância, principalmente para regiões

remotas e de difícil acesso, já que esses óleos podem ser obtidos diretamente de matérias-primas agrícolas locais ou regionais, gerando considerável impacto social com benefícios a grande número de pequenos produtores rurais brasileiros e maior fortalecimento do país no setor relacionado aos biocombustíveis.

Assim sendo, o objetivo principal desse trabalho foi modificar a forma como o óleo vegetal era introduzido no interior da câmara de combustão, por meio da utilização de um duplo sistema de aquecimento, ou seja, dois trocadores de calor (um antes e outro após a bomba injetora) foram instalados no motor para proverem a energia térmica necessária para se realizar tal aquecimento.

Um motor de injeção direta foi ensaiado em laboratório para a verificação de desempenho e emissões de poluentes, sendo que todos os testes com óleo vegetal foram feitos tendo como referência o mesmo motor alimentado com o combustível convencional (óleo diesel de petróleo).

Como consequência da experimentação realizada, esse boletim foi redigido com o objetivo de fornecer real contribuição para a pesquisa em geral e, em particular, para os estudiosos da área de motores de combustão interna movidos por biocombustíveis.

Procurou-se, de modo definitivo, a confirmação da viabilidade de uso de óleos vegetais como combustível de máquinas agrícolas em geral, um produto derivado da biomassa, portanto, renovável e menos agressivo ao meio ambiente.

2 Metodologia

2.1 Materiais

A seguir, descrevem-se as características principais do motor empregado como objeto de estudos, assim como os equipamentos utilizados durante a fase experimental:

2.1.1 Motor

Marca: Perkins.

Modelo: AD4.248 (injeção direta).

Tipo: ciclo Diesel a quatro tempos.

Número de cilindros: quatro, dispostos verticalmente.

Arrefecimento: a água, impulsionada por bomba centrífuga.

Deslocamento volumétrico: 4067,198 cm³.

Diâmetro do pistão: 100,965 mm.

Curso do pistão: 127 mm.

Razão de compressão: 16/1.

Alimentação: óleo diesel de petróleo através de bomba injetora rotativa da marca CAV.

2.1.2 Sistema medidor de torque e rotação (Figuras 1 e 2)

Marca: Schenck.

Modelo: W260 (350 CV de potência máxima).

Tipo: dinamômetro de corrente de Foucault.



Figura 1. Motor em bancada dinâmométrica.



Figura 2. Motor em bancada dinâmométrica.

2.1.3 Sistema medidor de tempo

Marca: Sports Timer.

Menor valor da escala: 0,01 s.

2.1.4 Sistema medidor de temperatura

Tipo: termopar cromel-alumel do tipo K.

Precisão: 3%.

Aquisição de dados: programa LabVIEW.

2.1.5 Sistema medidor de temperatura e pressão atmosféricas

Marca: Wilh. Lambrecht K. G.

Tipo: termômetro/barômetro.

Menor valor da escala: 1°C/0,5 mm Hg.

2.1.6 Sistema medidor de consumo de ar

Marca: Bosch.

Tipo: anemômetro de fio quente.

2.1.7 Sistema medidor de consumo de combustível

Marca: Mettler Toledo.

Tipo: balança eletrônica conectada a computador dotado de programa LabVIEW.

2.1.8 Sistema de aquisição de gases de exaustão

Marca: Tecnomotor.

Tipo: analisador TM-131 para medição dos gases CO, CO₂, HC, NO_x, O₂.

2.1.9 Sistema coletor de material particulado:

Tipo: flange contendo filtro de fibra de vidro conectado ao cano de escapamento.

2.2 Métodos

Todo o trabalho experimental foi desenvolvido no Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo (NETeF – EESC – USP). Utilizou-se no experimento um motor de ciclo Diesel de quatro cilindros e injeção direta, encontrado em tratores comuns que executam operações agrícolas rotineiras. Após remanufatura em retífica especializada, o referido motor foi instalado em bancada dinamométrica, totalmente instrumentado para a devida coleta dos dados necessários à sua análise e operado com óleo diesel durante 30 horas em cargas parciais (cerca de 50% do torque máximo à rotação de 1500 rpm) a título de amaciamento dos casquilhos e bom assentamento dos anéis de segmento junto às camisas. Em seguida, foi ensaiado em carga máxima nas rotações de 1200 rpm, 1400 rpm, 1600 rpm, 1800 rpm e 2000 rpm, com diesel de petróleo e com óleo vegetal puro (óleo de soja refinado) aquecido, buscando confrontar seu comportamento quando alimentado pelos dois diferentes combustíveis. Para adequação da viscosidade do óleo de soja, de modo a aplicá-lo em ciclo Diesel, um sistema especial de aquecimento do combustível foi projetado, construído e instalado no motor, com vistas ao aproveitamento do calor contido na água de arrefecimento e nos gases de escape (Figura 3).

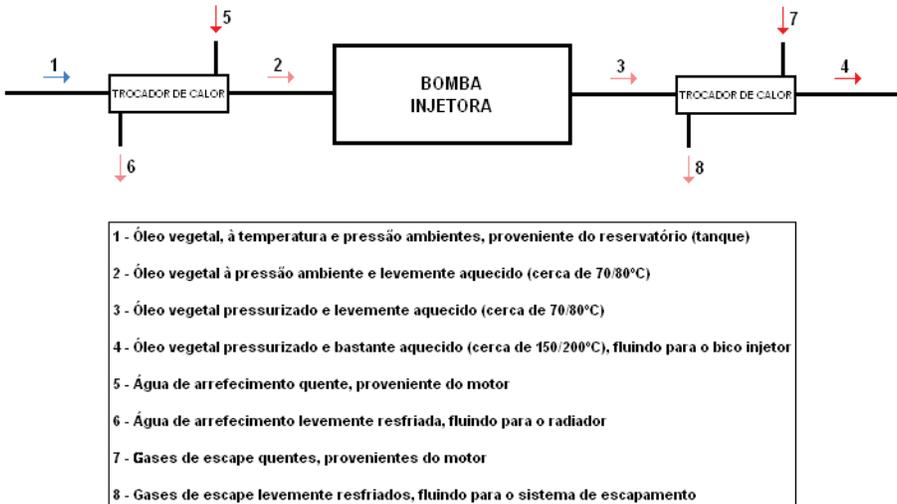


Figura 3. Sistema de aquecimento de óleos vegetais para uso em motores Diesel.

Ilustração: Márcio Turra de Ávila.

De acordo com o desenho esquemático da Figura 3, o óleo vegetal proveniente do tanque era aquecido, numa 1ª etapa, pela água de arrefecimento até cerca de 70°C (Figura 4), temperatura suficiente para atenuar sua viscosidade de maneira a não haver dano à bomba injetora pelas altas tensões de cisalhamento de um fluido muito viscoso. Após ser pressurizado pela bomba, o combustível passava por uma 2ª etapa de aquecimento, dessa vez pelos gases de escape (Figura 5), levando-o a atingir temperaturas consideravelmente mais altas (na faixa de 150/200°C), o que causava mudanças expressivas em propriedades como viscosidade, tensão superficial e volatilidade. Para que não houvesse aquecimento excessivo do óleo de soja, foi instalada uma válvula do tipo borboleta no duto de escapamento, que permitia desvio parcial dos gases de exaustão diretamente à atmosfera para viabilização do controle da transferência térmica nos trocadores de calor a gases de escape.



Figura 4. Motor com trocador de calor a água de arrefecimento.

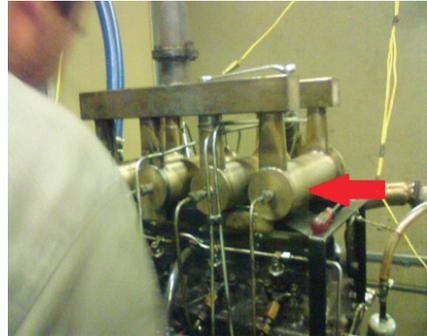


Figura 5. Motor com trocadores de calor a gases de escape.

Fotos: Márcio Turra de Ávila

Para o emprego de óleo vegetal, a partida a frio era feita com diesel fóssil até que se atingisse a temperatura de 80°C na saída do bico injetor, momento em que havia a comutação entre os combustíveis. Se o óleo vegetal não aquecido (em temperatura ambiente) fosse injetado no motor, haveria indesejável contaminação do cárter e do coletor de escape com combustível não queimado, comprometendo sua vida útil.

A leitura do consumo de combustível era feita de forma direta, com o reservatório disposto sobre uma balança digital que registrava, temporalmente, o decréscimo de massa do combustível em função da demanda imposta pelo motor. O consumo de ar era estabelecido por um sensor do tipo ‘anemômetro de fio quente’, que estava ligado, por duto, à tomada do ar de admissão, tendo sido calibrado em laboratório por um sistema de placa de orifício. Ambos os sistemas transmitiam informações a um computador que fazia as aquisições por meio de programa ‘LabVIEW’.

O torque produzido era obtido a partir do visor da balança do dinamômetro, que foi previamente calibrado com o uso de pesos-padrão fornecidos pelo fabricante (Schenck). Quanto à rotação, a leitura se realizava por meio do próprio dispositivo de controle de freio do dinamômetro.

Diversas temperaturas foram coletadas por meio de termopares, a saber:

a) Combustível na saída do bico injetor.

b) Combustível na saída do trocador de calor a água de arrefecimento (1ª etapa de aquecimento, imediatamente antes da bomba injetora no motor movido a óleo vegetal).

c) Gases de exaustão na saída do coletor de escape.

d) Gases de exaustão na saída do trocador de calor (no motor movido a óleo vegetal).

e) Água de arrefecimento na saída do cabeçote.

f) Óleo do cárter.

g) Material particulado na ponteira do escapamento.

O material particulado foi coletado fazendo-se passar parte dos gases de exaustão por um filtro de fibra de vidro instalado em um flange especialmente produzido para contê-lo (Figuras 6 e 7). O tempo de coleta foi fixado em cinco minutos, sendo que o filtro era pesado antes e depois da coleta após ser secado em estufa a 100°C, com o valor diferencial entre as pesagens registrado como material retido no filtro.



Figura 6. Filtros de fibra de vidro antes e após a coleta de particulados.



Figura 7. Detalhes do flange aberto com filtro de fibra de vidro.

Para a determinação da vazão de gases de escape que passavam pelo filtro de particulados, foi construído um dispositivo que permitia a leitura do deslocamento da coluna de água contida em um erlenmeyer de vidro de 200 mililitros de capacidade volumétrica (Figura 8). Dessa forma, quando o registro que direcionava os gases de escape para o filtro era aberto, cronometrava-se o tempo necessário para a ascensão do nível da água correspondente a um volume de 100 mililitros.

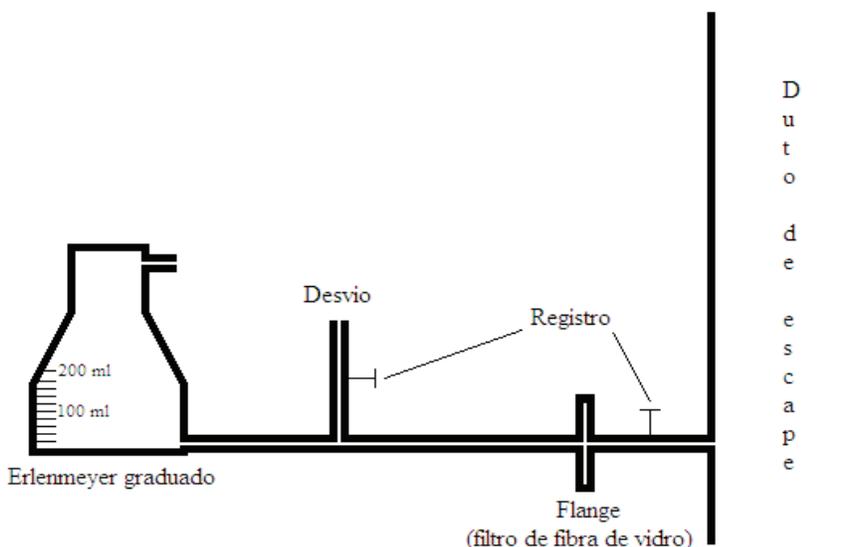


Figura 8. Dispositivo para detecção da vazão no filtro de material particulado.
Ilustração: Márcio Turra de Ávila.

Os poluentes regulamentados, que são aqueles registrados por imposição da norma (CO , CO_2 , HC e NO_x), além do oxigênio residual (O_2), foram analisados e quantificados em aparelho específico de aplicação automotiva (Tecnomotor) a partir da sucção de pequena parcela dos gases de exaustão expelidos pelo motor experimental.

A bomba injetora, fixada ao motor por três parafusos prisioneiros, permitia limitado movimento angular em torno do seu eixo, o que possibilitava o adiantamento ou atraso do ponto de injeção para otimização do funcionamento do motor.

2.3 Trocadores de calor

Para se atingir o objetivo de alimentação do motor experimental com óleo vegetal aquecido, foram projetados e construídos dois tipos de trocadores de calor de contracorrente no formato casco-tubo: o primeiro, usando água de arrefecimento do motor como fluido quente, era do tipo 'tubo no interior de outro', enquanto o segundo, semelhante ao anterior e utilizando gases de escape, impôs a necessidade de aletamento em toda a superfície de troca de calor banhada pelo fluido quente, uma vez que o coeficiente de transferência convectiva de gases é sempre muito baixo (ÁVILA, 1994; 2003).

O trocador de calor a água foi confeccionado de modo relativamente fácil, por meio do uso da placa do torno da oficina mecânica do NETeF para enrolar a serpentina de acordo com a configuração estabelecida pelo projeto (Figuras 9 a 12).



Figura 9. Trocador de calor a água desmontado (vista superior).



Figura 10. Trocador de calor a água desmontado (vista frontal).



Figura 11. Trocador de calor a água semimontado (vista superior).



Figura 12. Trocador de calor a água semimontado (vista frontal).

É extremamente importante salientar que a usinagem dos trocadores de calor a gases de escape configurou-se como tarefa bastante difícil, uma vez que, inicialmente, o material selecionado para a construção dos mesmos trocadores foi o aço inoxidável (ferrítico), pelo fato de ser material inerte por não oferecer possibilidades de oxidação quando em contato com o óleo de soja aquecido. Esse material impossibilitou a execução das peças (Figuras 13 e 14).



Figura 13. Trocador de calor de aço inoxidável parcialmente usinado (vista lateral).



Figura 14. Trocador de calor de aço inoxidável parcialmente usinado (detalhe da aleta).

Fotos: Márcio Turra de Ávila

Assim sendo, optou-se por utilizar ferro fundido nodular (Figuras 15 e 16), cuja característica principal era a usinabilidade muito mais fácil se comparada com aquela imposta pelo aço inoxidável. Em contrapartida, o emprego do ferro fundido exigiu tratamento superficial da peça (recobrimento) com níquel químico, para evitar a oxidação pelo óleo de soja sob altas temperaturas.



Figura 15. Trocador de calor de ferro fundido sendo usinado no torno.



Figura 16. Trocador de calor de ferro fundido usinado (peça finalizada).

Fotos: Márcio Turra de Ávila

Para potencialização do processo de transferência térmica, foram confeccionados insertos centrais de latão (Figuras 17 e 18) para os trocadores de calor a gases de escape, material que, igualmente ao ferro fundido, apresentava boa usinabilidade. Como o latão também podia sofrer ataque químico (oxidação) pelo óleo de soja quente, os insertos foram, da mesma forma, tratados superficialmente com níquel químico (recobrimento).



Figura 17. Inserto central do trocador de calor a gases de escape.



Figura 18. Detalhe dos canais do inserto central.

Fotos: Márcio Turra de Ávila

Com esses insertos, a configuração final dos trocadores de calor a gases de escape ficou definitivamente estabelecida, conforme mostram as Figuras 19, 20, 21 e 22.



Figura 19. Trocador de calor e inserto sem tratamento superficial com níquel químico (vista individual).



Figura 20. Trocador de calor e inserto sem tratamento superficial com níquel químico (vista em conjunto).

Fotos: Márcio Turra de Ávila



Figura 21. Trocador de calor e inserto tratados superficialmente com níquel químico (vista individual).



Figura 22. Trocador de calor e inserto tratados superficialmente com níquel químico (vista em conjunto).

Fotos: Márcio Turra de Ávila

2.3.1 Projeto dos trocadores de calor

Os trocadores de calor utilizados aproveitavam a energia térmica contida na água de arrefecimento e nos gases de escape para o aquecimento do óleo de soja que se destinava a alimentar o motor, e eram, portanto, trocadores de calor sem mudança de fase envolvida (ARAÚJO, 1982; KAKAÇ; LIU, 1998).

1º trocador de calor (disposto antes da bomba injetora):

Fluido quente: água de arrefecimento do motor.

T_a : temperatura de entrada do fluido quente: 95,0°C.

T_b : temperatura de saída do fluido quente (aproximada): 93,9°C.

Fluido frio: óleo de soja refinado.

T_a : temperatura de entrada do fluido frio: 25,0°C.

T_b : temperatura de saída do fluido frio: 80,0°C.

2.3.1.1 Cálculo da temperatura média do fluido quente:

$$T_{med} (ag) = \frac{T_a + T_b}{2} = \frac{95,0 + 93,9}{2} = 94,45^\circ C = 367,6 K$$

Propriedades da água na temperatura encontrada (INCROPERA; DEWITT, 2011):

$\rho_{(ag)}$: massa específica da água: 962 kg/m³.

$c_{p(ag)}$: calor específico (a pressão constante) da água: 4212 J/kg·°C.

$\mu_{(ag)}$: viscosidade absoluta ou dinâmica da água: 0,000298 kg/m·s.

$K_{(ag)}$: coeficiente de condutividade térmica da água: 0,678 W/m·°C.

2.3.1.2 Cálculo da temperatura média do óleo de soja:

$$T_{med(oss)} = \frac{T_a + T_b}{2} = \frac{25,0 + 80,0}{2} = 52,5^\circ C = 325,65 K$$

Propriedades da água e do óleo de soja na temperatura encontrada (ALMEIDA, 1980; BROCK et al., 2008; INCROPERA; DEWITT, 2011; KERN, 1987; KREITH; BOHN, 2011):

$\mu_{(ag)sup}$: viscosidade absoluta ou dinâmica da água na temperatura da superfície do tubo no interior do qual flui o óleo de soja (admitindo $T_{sup} = T_{med(oss)}$): 0,000523 kg/m·s.

$\rho_{(oss)}$: massa específica do óleo de soja: 904 kg/m³.

$c_{p(oss)}$: calor específico (a pressão constante) do óleo de soja: 2045 J/kg·°C.

$\mu_{(oss)}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do óleo de soja: 0,018 kg/m·s.

$K_{(oss)}$: coeficiente de condutividade térmica do óleo de soja: 0,165 W/m·°C.

2.3.1.3 Cálculo da temperatura final da água:

$$\dot{Q}_{(ag)} = \dot{Q}_{(oss)} \Rightarrow$$

$$m'_{(ag)} \cdot c_{p(ag)} \cdot (T_a' - T_b') = m'_{(oss)} \cdot c_{p(oss)} \cdot (T_b - T_a) \Rightarrow$$

$$0,100 \cdot 4212 \cdot (95,0 - T_b') = 0,004 \cdot 2045 \cdot (80,0 - 25,0) \Rightarrow$$

$$T_b' = 93,9^\circ C \text{ (OK)}$$

em que:

$Q_{(ag)}$: fluxo de calor para a água [W]

$Q_{(os)}$: fluxo de calor para o óleo de soja [W]

$m_{(ag)}$: descarga mássica de água: 0,100 kg/s (dados do motor)

$m_{(os)}$: descarga mássica de óleo de soja: 0,004 kg/s (dados do motor)

Observação: o trocador de calor se apresentava como um tubo no interior de outro, sendo que o óleo de soja fluía no interior de um tubo enrolado em espiral (espécie de serpentina) que se encontrava inserido no interior de outro tubo de diâmetro maior (tubo externo ou carcaça).

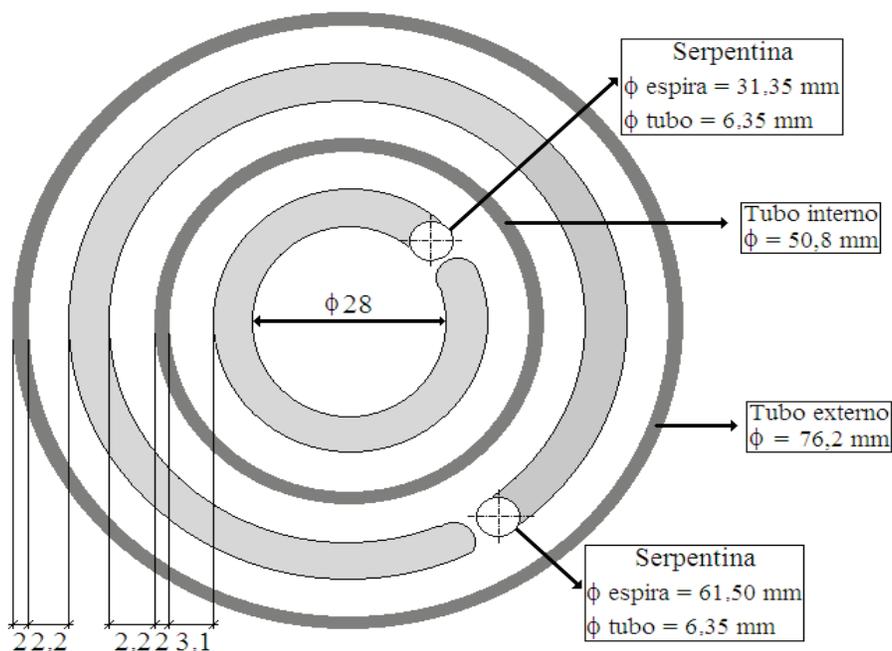


Figura 23. Desenho esquemático das serpentinas nos tubos (em corte).

Ilustração: Márcio Turra de Ávila.

2.3.1.4 Cálculo das áreas de escoamento:

2.3.1.4.1 Para a água:

$$A_{fluxo(ag)_{int}} = 615,752 + 419,206 = 1034,952 \text{ mm}^2$$

$$A_{fluxo(ag)_{ext}} = 361,976 + 478,478 = 840,454 \text{ mm}^2$$

$$A_{fluxo(ag)_{med}} = \frac{A_{fluxo(ag)_{int}} + A_{fluxo(ag)_{ext}}}{2} = \frac{1034,958 + 840,454}{2} = 937,706 \text{ mm}^2 \Rightarrow$$

$$A_{fluxo(ag)_{med}} \approx 0,000938 \text{ m}^2$$

2.3.1.4.2 Para o óleo de soja:

$$A_{fluxo(os)} = \frac{\Pi \cdot 4,35^2}{4} = 14,862 \text{ mm}^2 \approx 0,0000149 \text{ mm}$$

2.3.1.5 Cálculo dos perímetros:

2.3.1.5.1 Perímetro térmico para a água:

$$P_{t(ag)_{int}} = 215,827 \text{ mm}$$

$$P_{t(ag)_{ext}} = 386,416 \text{ mm}$$

$$P_{t(ag)med} = \frac{P_{t(ag)int} + P_{t(ag)ext}}{2} = \frac{215,827 + 386,416}{2} = 301,122 \text{ mm} \approx 0,301 \text{ m}$$

2.3.1.5.2 Perímetro hidráulico para a água:

$$P_{h(ag)int} = 215,827 + 147,027 = 362,854 \text{ mm}$$

$$P_{h(ag)ext} = 386,416 + 386,416 = 772,832 \text{ mm}$$

$$P_{h(ag)med} = \frac{P_{h(ag)int} + P_{h(ag)ext}}{2} = \frac{362,854 + 772,832}{2} = 567,843 \text{ mm} \approx 0,568 \text{ m}$$

2.3.1.6 Cálculo dos diâmetros equivalentes:

2.3.1.6.1 Diâmetro equivalente hidráulico para a água:

$$Deq_{h(ag)} = \frac{4 \cdot A_{fluxo(ag)med}}{P_{h(ag)med}} = \frac{4 \cdot 0,000938}{0,568} = 0,00661 \text{ m}$$

2.3.1.6.2 Diâmetro equivalente térmico para a água:

$$Deq_{t(ag)} = \frac{4 \cdot A_{fluxo(ag)med}}{P_{t(ag)med}} = \frac{4 \cdot 0,000938}{0,301} = 0,0125 \text{ m}$$

2.3.1.6.3 Diâmetros equivalentes hidráulico e térmico para o óleo de soja:

$$Deq_{h(os)} = Deq_{t(os)} = d_i = 0,00435 \text{ m}$$

em que:

d_i : diâmetro interno do tubo interno [m]

2.3.1.7 Cálculo das velocidades:

2.3.1.7.1 Para a água:

$$V_{(ag)} = \frac{m'_{(ag)}}{\rho_{(ag)} \cdot A_{fluxo(ag)med}} = \frac{0,100}{962 \cdot 0,000938} = 0,111 \text{ m/s}$$

2.3.1.7.2 Para o óleo de soja:

$$V_{(os)} = \frac{m'_{(os)}}{\rho_{(os)} \cdot A_{fluxo(os)}} = \frac{0,004}{904 \cdot 0,0000149} = 0,297 \text{ m/s}$$

2.3.1.8 Cálculo do fluxo de calor envolvido no processo:

$$Q_{(ag)} = m'_{(ag)} \cdot c_{p(ag)} \cdot (Ta' - Tb') = 0,100 \cdot 4212 \cdot (95,0 - 93,9) = 463 \text{ W}$$

2.3.1.9 Cálculo da variação média de temperatura:

$$\Delta T_{med} = \frac{Ta' - Tb'}{\ln \left[\frac{Ta' - T_{sup}}{Tb' - T_{sup}} \right]} = \frac{95,0 - 93,9}{\ln \left[\frac{95,0 - 52,5}{93,9 - 52,5} \right]} = 41,9^\circ \text{ C}$$

em que:

$$T_{sup} = T_{med(os)}$$

2.3.1.10 Cálculo dos números adimensionais:

2.3.1.10.1 Para a água:

Número de Reynolds:

$$Re_{(ag)} = \frac{V_{(ag)} \cdot Deq_{h(ag)} \cdot \rho_{(ag)}}{\mu_{(ag)}} = \frac{0,111 \cdot 0,00661 \cdot 962}{0,000298} = 2368,5'$$

Número de Prandtl:

$$\text{Pr}_{(ag)} = \frac{\mu_{(ag)} \cdot c_{p(ag)}}{K_{(ag)}} = \frac{0,000298 \cdot 4212}{0,678} = 1,851$$

2.3.1.10.2 Para o óleo de soja:

Número de Reynolds:

$$\text{Re}_{(os)} = \frac{V_{(os)} \cdot \text{Deq}_{h(os)} \cdot \rho_{(os)}}{\mu_{(os)}} = \frac{0,297 \cdot 0,00435 \cdot 904}{0,018} = 64,885$$

Número de Prandtl:

$$\text{Pr}_{(os)} = \frac{\mu_{(os)} \cdot c_{p(os)}}{K_{(os)}} = \frac{0,018 \cdot 2045}{0,165} = 223,091$$

2.3.1.11 Cálculo dos coeficientes de transferência convectiva:

2.3.1.11.1 Para a água:

$$h_{(ag)} = \frac{0,027 \cdot K_{(ag)} \cdot \text{Re}_{(ag)}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{(ag)}^{0,33}}{\text{Deq}_{t(ag)}} \cdot \left[\frac{\mu_{(ag)}}{\mu_{(ag)\text{sup}}} \right]^{0,14} \Rightarrow$$

$$h_{(ag)} = \frac{0,027 \cdot 0,678 \cdot 2368,554^{0,8} \cdot 1,851^{0,33}}{0,0125} \cdot \left[\frac{0,000298}{0,000523} \right]^{0,14} = 830,451 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

em que:

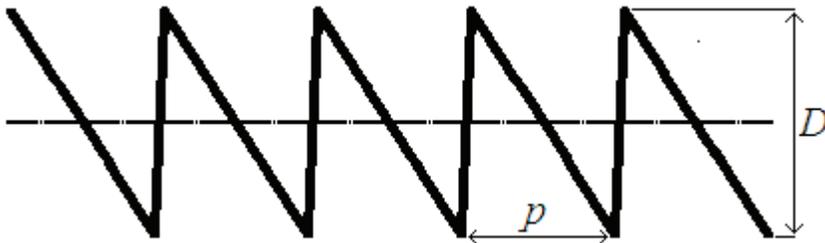
$\mu_{(ag)\text{sup}}$: viscosidade absoluta ou dinâmica da água na temperatura da superfície onde flui o fluido frio (óleo de soja): 0,000523 kg/m·s.

2.3.1.11.2 Para o óleo de soja:

$$h_{(os)} = 0,023 \cdot \left(\frac{K_{(os)}}{Deq_{l(os)}} \right) \cdot Re_{(os)}^{0,8} \cdot Pr_{(os)}^{0,4} \Rightarrow$$

$$h_{(os)} = 0,023 \cdot \left(\frac{0,165}{0,00435} \right) \cdot 64,885^{0,8} \cdot 223,091^{0,4} = 213,713 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Na Figura 24, tem-se:



Serpentinas - D : diâmetro da espira da serpentina [m]; p : distância entre duas espiras consecutivas (passo): 0,015 m.

Figura 24 - Desenho esquemático da serpentina.

Ilustração: Márcio Turra de Ávila.

* Serpentina maior ou exterior (g):

2.3.1.12 Cálculo do comprimento:

$$L_g = \frac{L}{p} \cdot \sqrt{p^2 + (\Pi \cdot D_g)^2} = \frac{L}{0,015} \cdot \sqrt{0,015^2 + (\Pi \cdot 0,06150)^2} = 12,919L$$

em que:

L : comprimento do trocador de calor [m]

D_g : diâmetro médio da espira da serpentina maior: 0,06150 m

2.3.1.13 Cálculo da área externa:

$$A_{g_{ext}} = \Pi \cdot 0,00635 \cdot L_g = \Pi \cdot 0,00635 \cdot 12,919L = 0,258L$$

2.3.1.14 Cálculo da área interna:

$$Ag_{\text{int}} = \Pi \cdot 0,00435 \cdot Lg = \Pi \cdot 0,00435 \cdot 12,919L = 0,177L$$

* Serpentina menor ou interior (p):

2.3.1.15 Cálculo do comprimento do trocador:

$$L_p = \frac{L}{p} \cdot \sqrt{p^2 + (\Pi \cdot D_p)^2} = \frac{L}{0,015} \cdot \sqrt{0,015^2 + (\Pi \cdot 0,03435)^2} = 7,263L$$

em que:

L : comprimento do trocador de calor [m]

D_p : diâmetro médio da espira da serpentina menor: 0,03435 m

2.3.1.16 Cálculo da área externa:

$$Ap_{\text{ext}} = \Pi \cdot 0,00635 \cdot Lp = \Pi \cdot 0,00635 \cdot 7,263L = 0,145L$$

2.3.1.17 Cálculo da área interna:

$$Ap_{\text{int}} = \Pi \cdot 0,00435 \cdot Lg = \Pi \cdot 0,00435 \cdot 7,263L = 0,099L$$

2.3.1.18 Cálculo das áreas totais:**2.3.1.18.1 Área externa:**

$$A_{\text{ext}} = Ag_{\text{ext}} + Ap_{\text{ext}} = 0,258L + 0,145L = 0,403L$$

2.3.1.18.2 Área interna:

$$A_{\text{int}} = Ag_{\text{int}} + Ap_{\text{int}} = 0,177L + 0,099L = 0,276L$$

2.3.1.19 Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor:

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{1}{h_{(ag)}} + \frac{A_{ext}}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_{(os)}} + \frac{D_e}{2 \cdot K_{mat}} \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_{eq_{t(os)}}}\right)} \Rightarrow$$

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{1}{830,451} + \frac{0,403L}{0,276L} \cdot \frac{1}{213,713} + \frac{0,00635}{2 \cdot 14} \cdot \ln\left(\frac{0,00635}{0,00435}\right)} = 123,119 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

em que:

D_e : diâmetro externo do tubo em espiral (serpentina): 0,0635 mm.

K_{mat} : coeficiente de condutividade térmica do material utilizado no trocador de calor (aço inoxidável – INCROPERA; DEWITT, 2011): 14 W/m·°C (admitindo $T \text{ sup} = T_{med_{(os)}}$).

2.3.1.20 Cálculo da área de transferência de calor:

$$Q_{(ar)} = U_{ext} \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{med} \Rightarrow 463 = 123,119 \cdot 0,403L \cdot 41,9 \Rightarrow L = 0,223 \text{ m}$$

De acordo com os cálculos realizados, construiu-se um trocador de calor com 250 mm de comprimento total, serpentina de tubo de aço inoxidável de 6,35 mm de diâmetro, 50,8 mm de diâmetro de tubo interno, e 76,2 mm de diâmetro de tubo externo (Figuras 11, 12 e 23).

2º trocador de calor (disposto, após a bomba injetora, para cada bico injetor):

Fluido quente: gases de escape (considerados idealmente como ar aquecido).

Ta' : temperatura de entrada do fluido quente: 500°C.

Tb' : temperatura de saída do fluido quente (aproximada): 458,5°C.

Fluido frio: óleo de soja refinado.

Ta : temperatura de entrada do fluido frio: 80°C.

Tb : temperatura de saída do fluido frio: 350°C.

2.3.1.21 Cálculo da temperatura média do fluido quente:

$$T_{med(ar)} = \frac{Ta' + Tb'}{2} = \frac{500,0 + 458,5}{2} = 479,25^\circ C = 752,4 K$$

Propriedades do ar (gases de escape) na temperatura encontrada (INCROPERA; DEWITT, 2011):

$\rho_{(ar)}$: massa específica do ar: 0,4630 kg/m³.

$c_{p(ar)}$: calor específico (a pressão constante) do ar: 1088 J/kg·°C.

$\mu_{(ar)}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do ar: 0,0000355 kg/m·s.

$K_{(ar)}$: coeficiente de condutividade térmica do ar: 0,0550 W/m·°C.

2.3.1.22 Cálculo da temperatura média do óleo de soja:

$$T_{med(os)} = \frac{Ta + Tb}{2} = \frac{80,0 + 350,0}{2} = 215,0^\circ C = 488,15 K$$

Propriedades do ar e do óleo de soja na temperatura encontrada (ALMEIDA, 1980; BROCK et al., 2008; INCROPERA; DEWITT, 2011; KERN, 1987; KREITH; BOHN, 2011):

$\mu_{(ar)sup}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do ar na temperatura da superfície do tubo no interior do qual flui o óleo de soja (admitindo $T_{sup} = T_{med(os)}$): 0,0000266 kg/m·s.

$\rho_{(os)}$: massa específica do óleo de soja: 810 kg/m³.

$c_{p(os)}$: calor específico (a pressão constante) do óleo de soja: 2508 J/kg·°C.

$\mu_{(os)}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do óleo de soja: 0,0008 kg/m·s.

$K_{(os)}$: coeficiente de condutividade térmica do óleo de soja: 0,126 W/m·°C.

2.3.1.23 Cálculo da temperatura final do ar:

$$Q_{(ar)} = Q_{(os)} \Rightarrow$$

$$m_{(ar)} \cdot c_{p(ar)} \cdot (Ta' - Tb') = m_{(os)} \cdot c_{p(os)} \cdot (Tb - Ta)$$

$$0,015 \cdot 1088 \cdot (500,0 - Tb') = 0,001 \cdot 2508 \cdot (350,0 - 80,0) \Rightarrow$$

$$Tb' = 458,5^\circ C \quad (\text{OK})$$

em que:

$Q_{(ar)}$: fluxo de calor para o ar [W].

$Q_{(os)}$: fluxo de calor para o óleo de soja [W].

$m_{(ar)}$: descarga mássica de ar por trocador instalado em cada bico injetor: 0,015 kg/s .

$m_{(os)}$: descarga mássica de óleo de soja para cada bico injetor: 0,001 kg/s.

Observações:

a) O trocador de calor se configurava como um tubo no interior de outro, com o óleo de soja fluindo no interior do tubo de menor diâmetro (tubo interno) e os gases de escape fluindo no interior do tubo de maior diâmetro (tubo externo ou carcaça).

b) A porção externa do tubo interno apresentava superfícies estendidas (aletas) em forma de hélice (espécie de parafuso) para aumentar a área de contato entre o ar (gases de escape) e o próprio tubo.

c) A porção interna do tubo interno apresentava um inserto, também em forma de hélice (parafuso), para ampliar a área de contato entre o óleo de soja e o mesmo tubo.

2.3.1.24 Cálculo das áreas de escoamento:

2.3.1.24.1 Para o ar (gases de escape):

$$A_{fluxo(ar)} = n_f \cdot D_f \cdot H_f = 4 \cdot 0,005 \cdot 0,020 = 0,000400 \text{ m}^2$$

em que:

n_f : número de entradas das helicoides no trocador de calor: 4.

D_f : distância entre duas aletas: 0,005 m.

H_f : altura das aletas: 0,020 m.

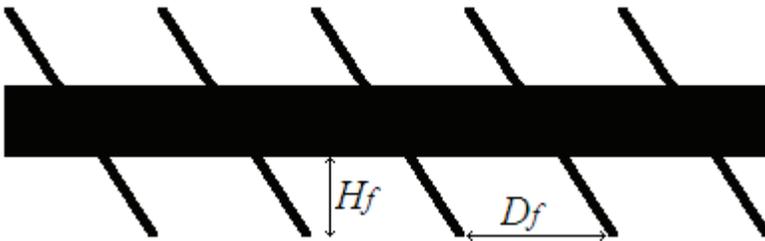


Figura 25. Desenho esquemático do trocador de calor com aletas.

Ilustração: Márcio Turra de Ávila.

2.3.1.24.2 Para o óleo de soja:

$$A_{fluxo(os)} = n_i \cdot A \cdot B = 4 \cdot 0,0015 \cdot 0,002 = 0,000012 \text{ m}^2$$

em que:

n_i : número de entradas das helicoides no inserto central: 4.

A : profundidade dos canais do inserto central: 0,0015 m.

B : largura dos canais do inserto central: 0,002 m.

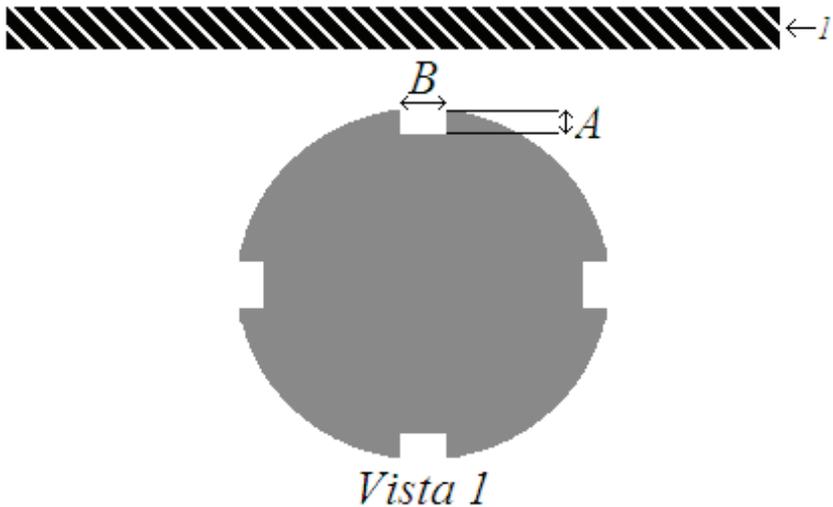


Figura 26. Desenho esquemático do inserto central do trocador de calor.

Ilustração: Márcio Turra de Ávila.

2.3.1.25 Cálculo dos perímetros:

2.3.1.25.1 Perímetro térmico para o ar (gases de escape):

$$P_{t(ar)} = 4 \cdot (D_f + 2 \cdot H_f) = 4 \cdot (0,005 + 2 \cdot 0,020) = 0,180 \text{ m}$$

2.3.1.25.2 Perímetro hidráulico para o ar (gases de escape):

$$P_{h(ar)} = 4 \cdot [2 \cdot (D_f + H_f)] = 4 \cdot [2 \cdot (0,005 + 0,020)] = 0,200 \text{ m}$$

2.3.1.25.3 Perímetros térmico e hidráulico para o óleo de soja:

$$P_{t(os)} = P_{h(os)} = 4 \cdot [2 \cdot (A + B)] = 4 \cdot [2 \cdot (0,0015 + 0,002)] = 0,028 \text{ m}$$

2.3.1.26 Cálculo dos diâmetros equivalentes:

2.3.1.26.1 Diâmetro equivalente térmico para o ar (gases de escape):

$$Deq_{t(ar)} = \frac{4 \cdot A_{fluxo(ar)}}{P_{t(ar)}} = \frac{4 \cdot 0,000400}{0,180} = 0,00889 \text{ m}$$

2.3.1.26.2 Diâmetro equivalente hidráulico para o ar (gases de escape):

$$Deq_{h(ar)} = \frac{4 \cdot A_{fluxo(ar)}}{P_{h(ar)}} = \frac{4 \cdot 0,000400}{0,200} = 0,00800 \text{ m}$$

2.3.1.26.3 Diâmetros equivalentes térmico e hidráulico para o óleo de soja:

$$Deq_{t(os)} = Deq_{h(os)} = \frac{4 \cdot A_{fluxo(os)}}{P_{t(os)}} = \frac{4 \cdot 0,000012}{0,028} = 0,00171 \text{ m}$$

2.3.1.27 Cálculo das velocidades:

2.3.1.27.1 Para o ar (gases de escape):

$$V_{(ar)} = \frac{\dot{m}_{(ar)}}{\rho_{(ar)} \cdot A_{fluxo(ar)}} = \frac{0,015}{0,4630 \cdot 0,000400} = 80,99 \text{ m/s}$$

2.3.1.27.2 Para o óleo de soja:

$$V_{(os)} = \frac{\dot{m}_{(os)}}{\rho_{(os)} \cdot A_{fluxo(os)}} = \frac{0,001}{810 \cdot 0,000012} = 0,103 \text{ m/s}$$

2.3.1.28 Cálculo do fluxo de calor envolvido no processo:

$$Q'_{(ar)} = m'_{(ar)} \cdot c_{p(ar)} \cdot (Ta' - Tb') = 0,015 \cdot 1088 \cdot (500,0 - 458,5) = 677 W$$

2.3.1.29 Cálculo da variação média de temperatura:

$$\Delta T_{med} = \frac{Ta' - Tb'}{\ln \left[\frac{Ta' - T_{sup}}{Tb' - T_{sup}} \right]} = \frac{500,0 - 458,5}{\ln \left[\frac{500,0 - 215,0}{458,5 - 215,0} \right]} = 263,7^\circ C$$

em que:

$$T_{sup} = T_{med(0s)}$$

2.3.1.30 Cálculo dos números adimensionais:

2.3.1.30.1 Para o ar (gases de escape):

Número de Reynolds:

$$Re_{(ar)} = \frac{V_{(ar)} \cdot Deq_{h(ar)} \cdot \rho_{(ar)}}{\mu_{(ar)}} = \frac{80,99 \cdot 0,00800 \cdot 0,4630}{0,0000355} = 8450,337$$

Número de Prandtl:

$$Pr_{(ar)} = \frac{\mu_{(ar)} \cdot c_{p(ar)}}{K_{(ar)}} = \frac{0,0000355 \cdot 1088}{0,0550} = 0,702$$

2.3.1.30.2 Para o óleo de soja:

Número de Reynolds:

$$\text{Re}_{(os)} = \frac{V_{(os)} \cdot Deq_{h(os)} \cdot \rho_{(os)}}{\mu_{(os)}} = \frac{0,103 \cdot 0,00171 \cdot 810}{0,0008} = 178,332$$

Número de Prandtl:

$$\text{Pr}_{(os)} = \frac{\mu_{(os)} \cdot c_{p(os)}}{K_{(os)}} = \frac{0,0008 \cdot 2508}{0,126} = 15,924$$

2.3.1.31 Cálculo dos coeficientes de transferência convectiva:

2.3.1.31.1 Para o ar (gases de escape):

$$h_{(ar)} = \frac{0,027 \cdot K_{(ar)} \cdot \text{Re}_{(ar)}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{(ar)}^{0,33}}{Deq_{t(ar)}} \cdot \left[\frac{\mu_{(ar)}}{\mu_{(ar)sup}} \right]^{0,14} \Rightarrow$$

$$h_{(ar)} = \frac{0,027 \cdot 0,0550 \cdot 8450,337^{0,8} \cdot 0,702^{0,33}}{0,00889} \cdot \left[\frac{0,0000355}{0,0000266} \right]^{0,14} = 214,370 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

em que:

$\mu_{(ar)sup}$: viscosidade absoluta ou dinâmica do ar na temperatura da superfície onde flui o fluido frio (óleo de soja): 0,0000266 kg/m·s.

2.3.1.31.2 Para o óleo de soja:

$$h_{(os)} = 0,023 \cdot \left(\frac{K_{(os)}}{Deq_{t(os)}} \right) \cdot \text{Re}_{(os)}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{(os)}^{0,4} \Rightarrow$$

$$h_{(os)} = 0,023 \cdot \left(\frac{0,126}{0,00171} \right) \cdot 178,332^{0,8} \cdot 15,924^{0,4} = 324,270 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

2.3.1.32 Cálculo do comprimento das aletas:

$$L_f = N_f \left[\sqrt{p_f^2 + (\Pi \cdot D_i)^2} \right] = \frac{L}{p_f} \left[\sqrt{p_f^2 + (\Pi \cdot D_i)^2} \right] \Rightarrow$$

$$L_f = \frac{L}{0,028} \cdot \left[\sqrt{0,028^2 + (\Pi \cdot 0,0315)^2} \right] = 3,673L$$

em que:

N_f : número de voltas das aletas helicoidais em torno do trocador de calor: L/p_f

L : comprimento do trocador de calor [m].

p_f : passo das aletas (para uma volta completa em torno do trocador de calor): 0,028 m.

D_i : diâmetro externo do tubo interno do trocador de calor: 0,0315 m.

2.3.1.33 Cálculo do comprimento dos canais do inserto central:

$$L_c = N_c \left[\sqrt{p_c^2 + (\Pi \cdot d_i)^2} \right] = \frac{L}{p_c} \left[\sqrt{p_c^2 + (\Pi \cdot d_i)^2} \right] \Rightarrow$$

$$L_c = \frac{L}{0,025} \cdot \left[\sqrt{0,025^2 + (\Pi \cdot 0,010)^2} \right] = 1,606L$$

em que:

N_c : número de voltas dos canais helicoidais em torno do inserto central: L/p_c

p_c : passo dos canais (para uma volta completa em torno do inserto central): 0,025 m.

d_i : diâmetro do inserto (diâmetro interno do tubo interno do trocador de calor): 0,010 m.

2.3.1.34 Cálculo da espessura das aletas:

$$e = \frac{p_f - n_f \cdot D_f}{n_f} = \frac{0,028 - 4 \cdot 0,005}{4} = 0,002 \text{ m}$$

2.3.1.35 Cálculo do coeficiente m:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{(ar)}}{e \cdot K_{mat}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 214,370}{0,002 \cdot 17}} = 112,294 \text{ m}^{-1}$$

em que:

K_{mat} : coeficiente de condutividade térmica do material utilizado no trocador de calor (aço inoxidável – INCROPERA; DEWITT, 2011): 17 W/m·°C (admitindo $T_{sup} = T_{med}_{(os)}$).

2.3.1.36 Cálculo do rendimento das aletas:

$$\eta_f = \frac{tgh(m \cdot H_f)}{m \cdot H_f} = \frac{tgh(112,294 \cdot 0,020)}{112,294 \cdot 0,020} = \frac{tgh(2,246)}{2,246} = \frac{0,9778516}{2,246} = 0,435$$

2.3.1.37 Cálculo da área da superfície aletada:

$$A_f = 2 \cdot n_f \cdot H_f \cdot L_f = 2 \cdot 4 \cdot 0,020 \cdot 3,673L = 0,588L$$

2.3.1.38 Cálculo da área da superfície não aletada:

$$A_u = \Pi \cdot D_i \cdot L - 4 \cdot e \cdot L_f = \Pi \cdot 0,0315 \cdot L - 4 \cdot 0,002 \cdot 3,673L = 0,070L$$

2.3.1.39 Cálculo da área externa total do trocador de calor:

$$A_{ext} = A_f + A_u = 0,588L + 0,070L = 0,658L$$

2.3.1.40 Cálculo da área interna do trocador de calor:

$$A_i = 2 \cdot (A + B) \cdot n_c \cdot L_c = 2 \cdot (0,0015 + 0,020) \cdot 4 \cdot 1,606L = 0,0450L$$

2.3.1.41 Cálculo do rendimento da superfície aletada:

$$\eta_{\text{sup}} = 1 - (1 - \eta_f) \cdot \frac{A_f}{A_{\text{ext}}} = 1 - (1 - 0,435) \cdot \frac{0,588L}{0,658L} = 0,495$$

2.3.1.42 Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor:

$$U_{\text{ext}} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{\text{sup}}} \cdot \frac{1}{h_{(ar)}} + \frac{A_{\text{ext}}}{A_i} \cdot \frac{1}{h_{(os)}} + \frac{D_i}{2 \cdot K_{\text{mat}}} \cdot \ln\left(\frac{D_i}{D_{eq_{t(os)}}}\right)} \Rightarrow$$

$$U_{\text{ext}} = \frac{1}{\frac{1}{0,495 \cdot 214,370} + \frac{0,658L}{0,0450L} \cdot \frac{1}{324,270} + \frac{0,0315}{2 \cdot 17} \cdot \ln\left(\frac{0,0315}{0,00171}\right)} = 17,478 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

2.3.1.43 Cálculo da área de transferência de calor:

$$Q_{(ar)} = U_{\text{ext}} \cdot A_{\text{ext}} \cdot \Delta T_{\text{med}} \Rightarrow 677 = 17,748 \cdot 0,658L \cdot 263,7 \Rightarrow$$

$$L = 0,223 \text{ m}$$

De acordo com os cálculos realizados, construíram-se quatro trocadores de calor com 200 mm de comprimento na região aletada, 10,0 mm de diâmetro interno do tubo interior, 31,5 mm de diâmetro externo do tubo interior e 250 mm de comprimento total (Figura 2.3.14).

2.3.1.44 Cálculo do fator de atrito de Fanning:

$$f_{\text{atrito}} = \frac{0,0791}{\text{Re}_{(ar)}^{0,25}} = \frac{0,0791}{8450,337^{0,25}} = 0,00825$$

2.3.1.45 Cálculo das perdas de carga:

$$\delta p = \frac{4 \cdot f_{atrito} \cdot L_f \cdot \dot{m}_{(ar)}^2}{2 \cdot Deq_{h(ar)} \cdot \rho_{(ar)} \cdot A_{fluxo(ar)}^2} = \frac{4 \cdot f_{atrito} \cdot 3,673 \cdot L \cdot \dot{m}_{(ar)}^2}{2 \cdot Deq_{h(ar)} \cdot \rho_{(ar)} \cdot A_{fluxo(ar)}^2} \Rightarrow$$

$$\delta p = \frac{2 \cdot 0,00825 \cdot 3,673 \cdot 0,25 \cdot 0,015^2}{0,008 \cdot 0,4630 \cdot 0,0004^2} = 5752,233 \frac{kg}{m \cdot s^2}$$

em que:

L: comprimento total adotado para o trocador de calor: 0,25 m

2.3.1.46 Cálculo da potência de bombeamento:

$$Wp = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\dot{m}_{(ar)}}{\rho_{(ar)}} \cdot \delta p = \frac{1}{0,75} \cdot \frac{0,015}{0,4630} \cdot 5752,233 = 248,477 W$$

em que:

η : rendimento do processo de bombeamento: 75% = 0,75

2.3.1.46.1 Para os quatro trocadores de calor:

$$Wp_{total} = 4 \cdot Wp = 4 \cdot 248,477 = 993,908 W = 1,333 HP$$

3 Resultados e Discussão

Um conjunto considerável de dados coletados na fase experimental mostra os aspectos mais relevantes que foram observados, o que permite discutir os principais tópicos relacionados à pesquisa propriamente dita.

É extremamente importante salientar que os gráficos traçados foram baseados em dados obtidos durante a criteriosa experimentação feita em laboratório específico de motores.

3.1 Avaliação da temperatura do combustível

Na utilização de óleo vegetal de soja em temperatura ambiente, a alta viscosidade intrínseca – cerca de 37 cSt a 38°C, conforme apresentado na Tabela 1 influenciava negativamente o processo de injeção, impossibilitando a pulverização do combustível que deixava o bico injetor em forma de jato líquido caracterizado por um núcleo compacto com gotas de diâmetros consideráveis e grande poder de penetração, conforme atesta a Figura 27. Em comparação com o experimento com óleo diesel em temperatura ambiente (Figura 28), que mostra o adequado fracionamento obtido na injeção do combustível convencional, percebe-se como o emprego de óleo de soja não aquecido prejudicava o funcionamento do motor Diesel ao determinar formação de mistura ar/combustível indesejável, cuja característica principal estava ligada à inexistência de combustível finamente pulverizado.

Tabela 1. Propriedades do óleo de soja e do óleo diesel.

Características	Óleo de Soja	Óleo Diesel
Poder calorífico [kJ/kg]	39436	45837
Índice de cetano	36 - 39	40
Viscosidade a 37,8°C [mm ² /s = cSt]	36,8	2,0 - 4,3
Ponto de névoa [°C]	13,0	0
Temperatura de destilação para 90% do volume [°C]	370	338
Resíduo de carbono Conradson sobre 10% do resíduo [% peso]	0,54	0,35

Fonte: Adaptado de Stern; Guibet; Graile (1983).

Assim, quando a alimentação do motor foi realizada por óleo de soja em temperatura ambiente, observaram-se contaminações do cárter e do coletor de escape que resultaram, respectivamente, em aumento considerável do nível de lubrificante e carbonização úmida (borra de óleo), para o que também contribuíram a baixa cetanagem do combustível vegetal e sua reduzida volatilidade, que exigiam alta temperatura de ignição e, por isso, dificultavam

o processo de combustão, conduzindo a excessiva produção de fumaça nos gases de exaustão.

Exatamente nesse contexto, foi proposta a alimentação do motor Diesel experimental com óleo de soja num patamar razoável de temperaturas para minimização de sua viscosidade de forma a promover boa pulverização pelos bicos injetores. Por meio da Figura 29, demonstra-se que as temperaturas alcançadas pelo combustível se situaram acima de 150°C na saída dos injetores, em função do seu aquecimento pelos trocadores de calor a gases de escape, permitindo o estabelecimento de viscosidades em torno de 2,5 cSt, de acordo com a Tabela 2, valores próximos ao limite inferior padronizado para o diesel de petróleo, ou seja, 2,0 cSt (Tabela 3).



Figura 27. Teste do bico injetor do motor experimental com óleo de soja à temperatura ambiente.



Figura 28. Teste do bico injetor do motor experimental com óleo diesel à temperatura ambiente.

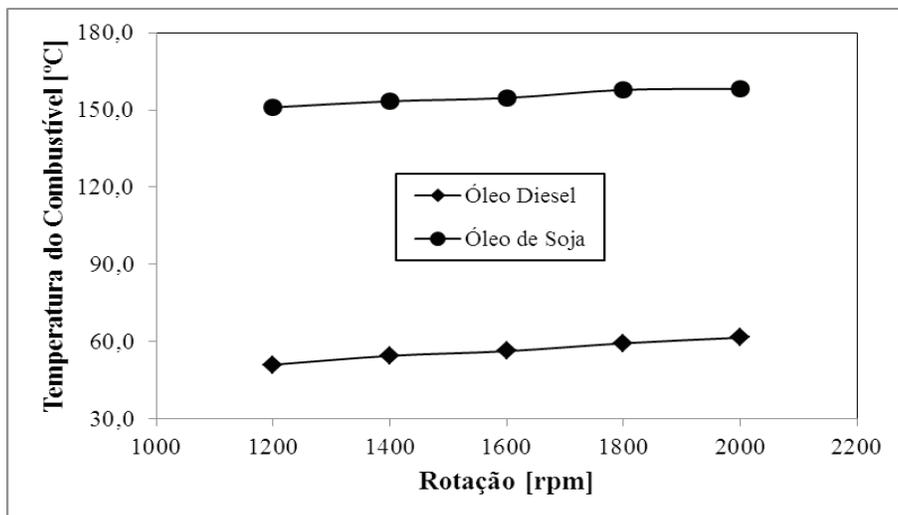


Figura 29. Temperatura do combustível (na saída do bico injetor) em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Tabela 2. Viscosidades do óleo de soja para algumas temperaturas.

Temperatura [°C]	Viscosidade [cSt]
65	16,4
70	13,3
75	11,8
100	7,2
110	6,0
115	5,5
130	4,1
150	2,9
160	2,4
175	1,9
200	1,3
220	0,9
260	0,6
285	0,4

Fonte: adaptado de Stern; Guibet; Graile (1983).

Como consequência, foi substancialmente otimizado o processo de injeção do combustível renovável no interior da câmara de combustão, por meio da adequação do mecanismo de pulverização que conduziu ao fracionamento do combustível em pequenas partículas (gotículas) para a formação de mistura ar/combustível favorável à queima.

Tabela 3. Algumas especificações do óleo diesel de uso rodoviário.

Características	Combustível	
	S10	S500
Enxofre total (máximo) [mg/kg]	10	500
Destilação (50% volume, recuperados) [°C]	245 - 295	245 - 310
Massa específica a 20°C [kg/m ³]	815 - 850	815 - 865
Ponto de fulgor (mínimo) [°C]	38	38
Viscosidade cinemática a 40°C [mm ² /s = cSt]	2,0 - 4,5	2,0 - 5,0
Número de cetano (mínimo)	48	42
Resíduo de carbono Ramsbottom (10% do resíduo) [% massa]	0,25	0,25
Cinzas (máximo) [% massa]	0,010	0,010
Teor de água (máximo) [mg/kg]	200	500

Fonte: Adaptado de ANP (2013b).

Ao se aquecer o óleo vegetal de acordo com a Figura 29, os problemas descritos desapareceram, confirmando a real contribuição desse artifício sobre os processos de injeção e combustão pela interferência benéfica em propriedades como viscosidade, tensão superficial e volatilidade do combustível as quais influenciaram positivamente o processo de vaporização no interior da câmara, os atrasos físico e químico da combustão e a consequente formação dos radicais químicos ou partículas ativadoras da queima (VENANZI; SANTOS; CARDOSO, 1985).

Nunca é demais lembrar que, mesmo num processo rápido de troca de calor, não é descartada a possibilidade de haver certo fracionamento ou decomposição do óleo de soja ao ser exposto a temperaturas elevadas, a exemplo do que se verifica no craqueamento térmico cujo escopo é tecnicamente interessante, pois proporciona arranjos moleculares mais profundos e melhor orientados que aqueles presentes no triglicerídeo original, o que tende a promover redução de problemas de combustão incompleta

detectados no emprego de óleos vegetais puros em motores de ciclo Diesel (VENTURA; NASCIMENTO, 1983).

Outro aspecto importante a se salientar diz respeito à temperatura do óleo de soja na entrada da bomba injetora. Como o combustível admitido pela bomba foi aquecido por um único trocador de calor a água de arrefecimento do motor, suas temperaturas se situaram por volta de 70°C, segundo a Figura 30, o que garantiu valores de viscosidade na faixa de 13 cSt (Tabela 2), número elevado para o atendimento dos requisitos de injeção no interior da câmara de combustão, porém, bastante menor que aquele relativo ao óleo de soja em temperatura ambiente. Nesse sentido, houve grande atenuação dos efeitos viscosos do combustível sobre a bomba injetora e seus componentes internos, com o que foram evitados danos aos mesmos.

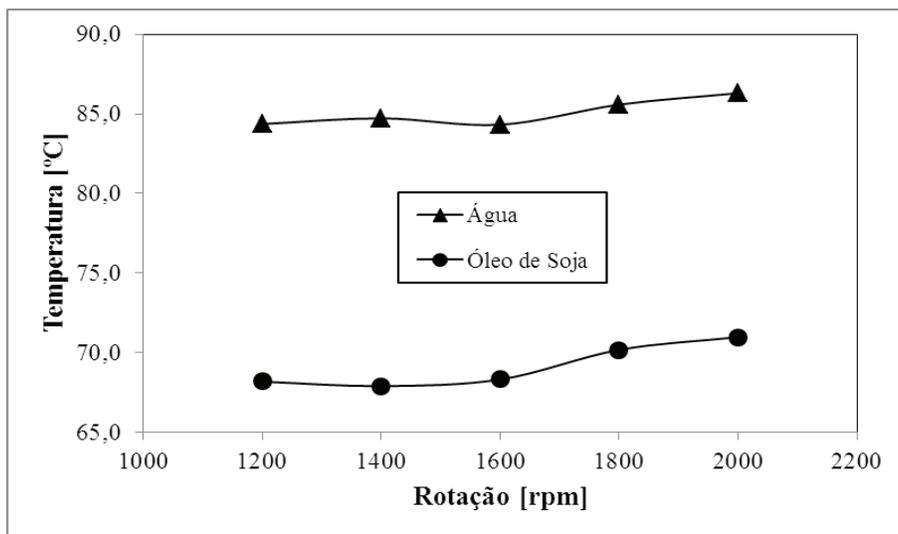


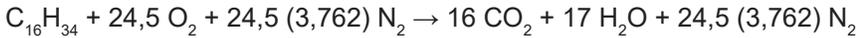
Figura 30. Temperaturas do óleo de soja (na saída da serpentina) e da água de arrefecimento (na saída do cabeçote) em função da rotação (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior

3.2 Análise da razão ar/combustível

Segundo Pulkrabek (1997), a molécula representativa do óleo diesel de petróleo é o n-cetano (hexadecano), expresso pela fórmula química $C_{16}H_{34}$. Pela reação de combustão do hexadecano (3.2.1), chega-se à sua razão ar/combustível estequiométrica:

3.2.1

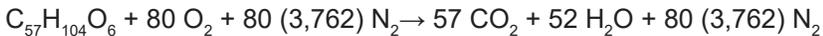


3.2.2

$$\text{Razão ar/combustível (A/C)} = \frac{24,5 \times 2 \times 16 + 24,5 \times 3,762 \times 2 \times 14}{16 \times 12 + 34 \times 1} = 14,9$$

Por outro lado, Almeida (1980) afirma que os óleos vegetais são triglicerídeos formados a partir de três radicais ácidos, representados genericamente pelo ácido oleico, os quais geram a molécula de trioleína ($C_{57}H_{104}O_6$). Sua reação com oxigênio (3.2.3) explicita o valor estequiométrico de queima para esse tipo de combustível:

3.2.3



3.2.4

$$\text{Razão ar/combustível (A/C)} = \frac{80 \times 2 \times 16 + 80 \times 3,762 \times 2 \times 14}{57 \times 12 + 104 \times 1 + 6 \times 16} = 12,4$$

Ao se substituir óleo diesel por óleos vegetais, automaticamente passa-se a funcionar o motor Diesel com misturas mais pobres, caso o débito de combustível da bomba injetora não seja alterado, o que significa combustão em presença de excesso de ar que invariavelmente provoca queda de torque produzido e sensível diminuição na emissão de fumaça negra (particulados sólidos), segundo Almeida (1980).

Nos experimentos realizados, optou-se por aumentar o débito da bomba injetora para ajustar a estequiometria da combustão ao se migrar do combustível fóssil para o combustível renovável, objetivando aumentos de torque e potência a fim de compensar as perdas de desempenho decorrentes do menor poder calorífico do óleo de soja (Tabela 1). Esse fato é confirmado pela Figura 31, que mostra o funcionamento do motor com misturas estequiométricas (razão ar/combustível igual a 14,9) ou ligeiramente pobres quando alimentado com óleo diesel; no caso do emprego de óleo de soja, em função do aumento de 40% na descarga de combustível, o motor passou a ser operado com misturas ricas (razões ar/combustível menores que 12,4), com repercussões deletérias sobre eficiência térmica e emissão de poluentes.

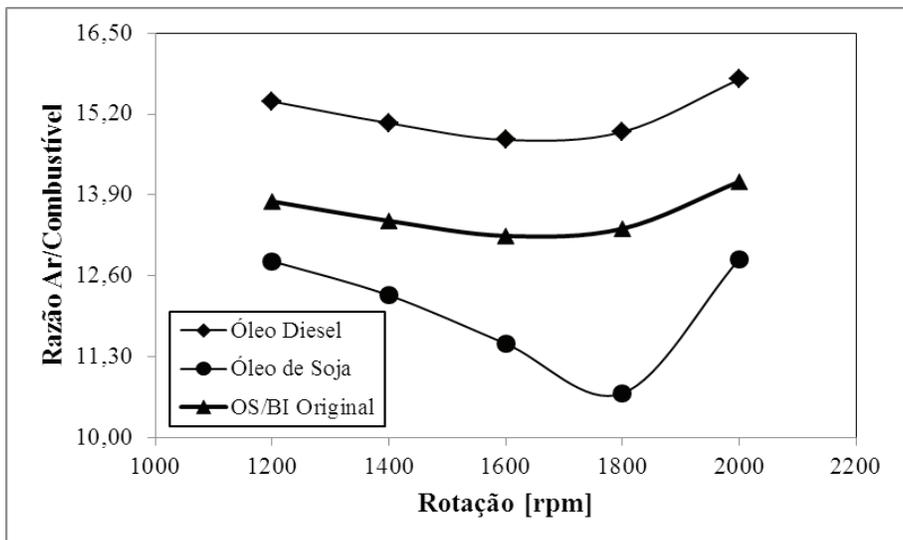


Figura 31. Razão ar/combustível em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Se a bomba injetora não tivesse sido alterada quanto ao débito volumétrico de combustível quando da troca de óleo diesel para óleo de soja, a razão ar/combustível seria aquela definida segundo a curva 'OS/BI Original' da Figura 31 que diz respeito ao funcionamento teórico do motor a óleo de soja com a regulagem original da mesma bomba para uso de combustível de petróleo. Essa curva explicita a correspondente diminuição da razão ar/combustível

em decorrência, única e exclusivamente, da maior densidade do óleo vegetal frente ao diesel fóssil – já que no processo de injeção, o volume injetado permaneceria constante, o que acarretaria diminuição sistemática do torque e potência produzidos pelo emprego de misturas pobres; porém, menor emissão de poluentes relacionada ao funcionamento do motor com excesso de ar.

3.3 Análise do torque produzido, do consumo horário e do rendimento térmico

Pela manipulação da bomba injetora no sentido de aumentar o débito de combustível, foi possível compensar a queda de torque do motor experimental ao fazer uso de óleo vegetal que, por sua vez, apresentava poder calorífico cerca de 10% mais baixo que aquele relativo ao diesel fóssil (Tabela 1). Essa constatação pode ser visualizada no gráfico do experimento apresentado na Figura 32 que demonstra desempenho muito similar do motor Diesel ao ser alimentado com os dois combustíveis em questão (óleo diesel e óleo de soja), garantindo manutenção das características originais de desempenho.

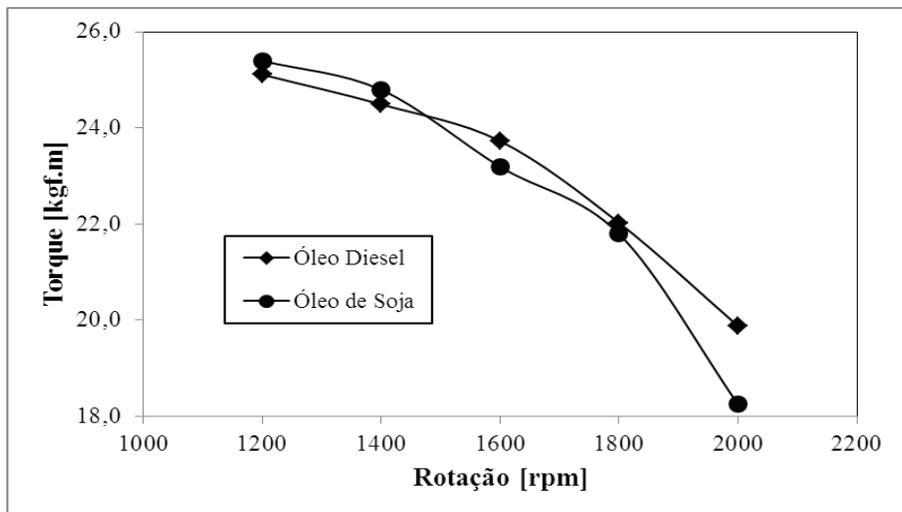


Figura 32. Torque produzido em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Uma ressalva deve ser feita quanto à perda de torque na rotação máxima (2000 rpm), em função de um corte no volume de óleo de soja injetado pela bomba que funcionava no seu limite máximo de débito de combustível. Para ambos os tipos de alimentação, os níveis de torque não aumentavam com a rotação na mesma proporção que o consumo de combustível, o que permite deduzir que os menores tempos disponíveis para que o processo de queima pudesse ocorrer no interior da câmara de combustão não eram favoráveis a uma reação de oxidação do combustível para ampla conversão de sua energia química em trabalho realizado (ver discussão acerca desse aspecto no item 3.6 – análise das emissões de poluentes).

Pelo aumento da descarga de combustível na alimentação por óleo vegetal, houve elevação de cerca de 40% do consumo mássico em comparação ao diesel fóssil, conforme demonstra a Figura 33, o que exerceu forte influência sobre os valores de rendimento térmico determinados pelo funcionamento do motor. Segundo Pulkrabek (1997), o emprego de misturas estequiométricas sempre conduz às maiores taxas de liberação de calor do combustível (que causam os maiores picos de temperatura no interior da câmara de combustão) e melhores índices de rendimento térmico, fato atestado pelo funcionamento do motor com óleo diesel e demonstrado pela Figura 34.

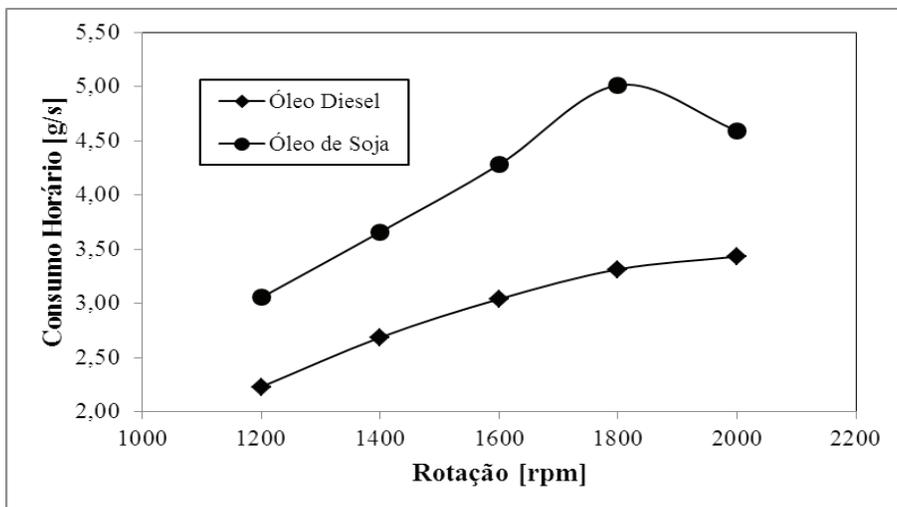


Figura 33. Consumo horário em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Ao se utilizar óleo de soja, o aumento do débito da bomba injetora afastou o motor do funcionamento com excesso de ar, subtraindo da combustão do óleo vegetal algo que lhe é absolutamente essencial: a ampla disponibilidade de oxigênio. Como consequência, o processo de formação da mistura ar/combustível e a velocidade de queima foram prejudicados, com menor porção do combustível sendo oxidada e menor conversão de sua energia química em trabalho realizado, o que concorreu para que o aumento do torque produzido não fosse proporcional ao maior débito de combustível, e para que a temperatura do interior da câmara de combustão decrescesse pela menor liberação de calor, determinando menor rendimento térmico (em média, 20% mais baixo) e maior emissão de poluentes, sobretudo material particulado (fumaça negra).

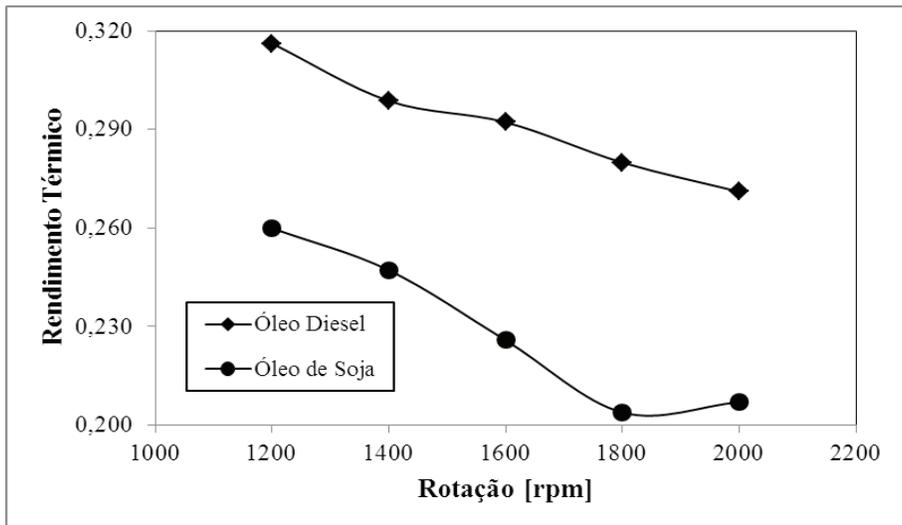


Figura 34. Rendimento térmico em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Uma das razões principais para o pior rendimento com o uso de óleo de soja se deveu à queima de misturas ricas. Quando as misturas são pobres, há grande aproximação do chamado padrão-ar (idealmente, motor operando somente com ar) no qual os calores específicos variam pouco com a temperatura, o que permite que o valor de k (coeficiente isoentrópico) apresente mínima queda, levando o rendimento a assumir maiores valores, de acordo com a expressão (PULKRABEK, 1997):

3.3.1

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \left\{ (\beta^k - 1) / [k (\beta - 1)] \right\}$$

em que:

η : rendimento térmico.

r : razão de compressão.

k : coeficiente isoentrópico.

β : grau de expansão preliminar (variação positiva de volume ou expansão durante o processo de combustão).

3.4 Análise do ângulo de avanço da injeção de combustível

Como os óleos vegetais são quase totalmente desprovidos de volatilidade e como suas viscosidades são muito elevadas, os atrasos de ignição característicos são consideráveis, o que sugeriu que se avançasse o ponto de injeção (antecipação do momento da injeção em relação àquele especificado pelo fabricante do motor para uso de óleo diesel) em cerca de cinco graus, procurando tirar proveito de maior tempo de residência do combustível no interior da câmara de combustão para obtenção de melhor vaporização e maior geração de radicais químicos intervenientes do processo de queima, de modo a se produzir maior trabalho possível, com conseqüente elevação do rendimento térmico. O que se observou foi a tendência de aumento do ruído de combustão com funcionamento menos suave do motor, quase sempre

acompanhado de alguma detonação audível e de elevação de temperatura da água de arrefecimento. De maneira geral, no motor utilizado como objeto de estudos, a mudança de alimentação de óleo diesel para óleo de soja não registrou ganho de desempenho quando se adiantou o ponto de injeção, razão pela qual o ajuste original da bomba injetora pode ser tecnicamente mantido.

3.5 Análise da temperatura dos gases de escape

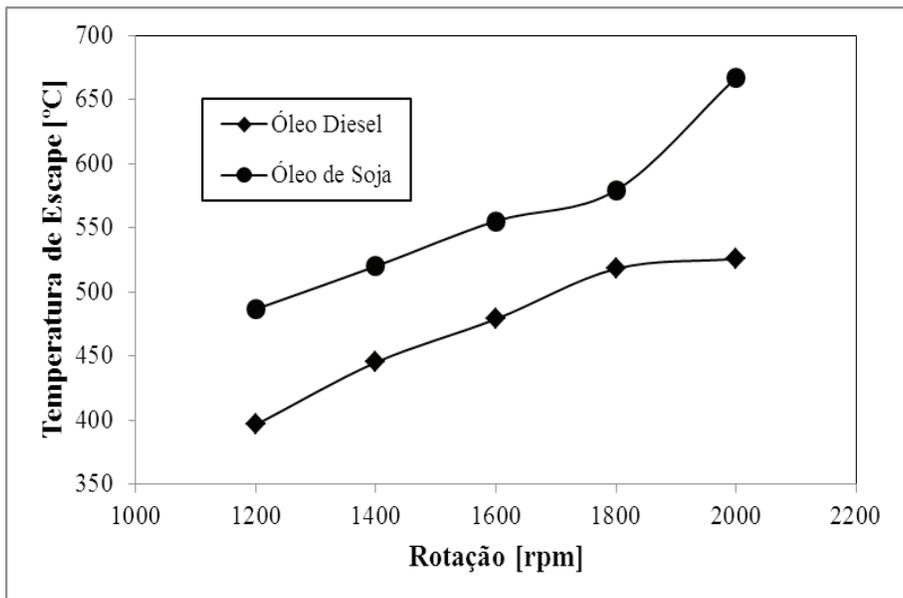


Figura 35. Temperatura dos gases de escape em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Por meio dos gráficos apresentados na Figura 35, é possível observar que a temperatura dos gases de exaustão aumentava com a elevação da rotação, em razão do maior montante energético envolvido, pois, nas rotações mais elevadas, o consumo de combustível era maior. Além disso, como já salientado, o aumento de rotação diminuía o tempo disponível para o completo desenvolvimento do processo de combustão no interior da câmara, concorrendo, paralelamente, para a elevação da temperatura de escape pela

queima tardia de parcela do combustível no coletor de escape, logo após a abertura das válvulas de escape.

Comparando-se o uso dos dois combustíveis, observa-se que as temperaturas de escape relativas ao óleo diesel eram consideravelmente mais baixas em razão da combustão em presença de excesso de ar (misturas pobres) e da queima mais completa no início do curso de expansão, pois esse combustível apresentava viscosidade suficiente para boa atomização no processo de injeção e volatilidade necessária para garantir pequeno atraso de ignição, conferindo liberação rápida de calor para ser transformado em trabalho mecânico. Quando a válvula de escape se abria, a temperatura dos gases de exaustão já havia diminuído consideravelmente em decorrência do melhor aproveitamento da energia contida no combustível, sobrando pequena parcela desse último a ser queimada, eventualmente, no duto de escapamento.



Fotos: Márcio Turra de Ávila

Figura 36. Coletor de escape do motor movido a óleo de soja em condição incandescente na rotação de 2000 rpm.

No caso da aplicação de óleo de soja, a presença de misturas ricas (carentes de oxigênio) não permitia oxidação plena de suas moléculas. Nesse sentido, observava-se menor liberação de calor para produção de trabalho no tempo de expansão, maior montante de combustível que continuava sua queima no coletor de escape e elevava a temperatura dos gases aí presentes, e maior emissão de poluentes, sobretudo material particulado. Especificamente na rotação de 2000 rpm, quando a temperatura dos gases de exaustão ultrapassou o valor de 650°C, observou-se excessivo aquecimento do duto de escape que passou a se apresentar incandescente, denotando grande perda de entalpia proveniente do combustível e, conseqüentemente, baixo rendimento térmico (Figura 36).

3.6 Análise das emissões de poluentes

Conforme mencionado anteriormente, ao se fazer uso de óleo vegetal, a bomba injetora foi manipulada de forma a ter seu débito de combustível aumentado. Assim sendo, a utilização de misturas ricas quando da alimentação do motor Diesel com óleo de soja fez com que o processo de combustão ocorresse em meio à escassez de oxigênio, em confronto com a combustão de óleo diesel que sempre se realizou com excesso de ar (Figura 37).

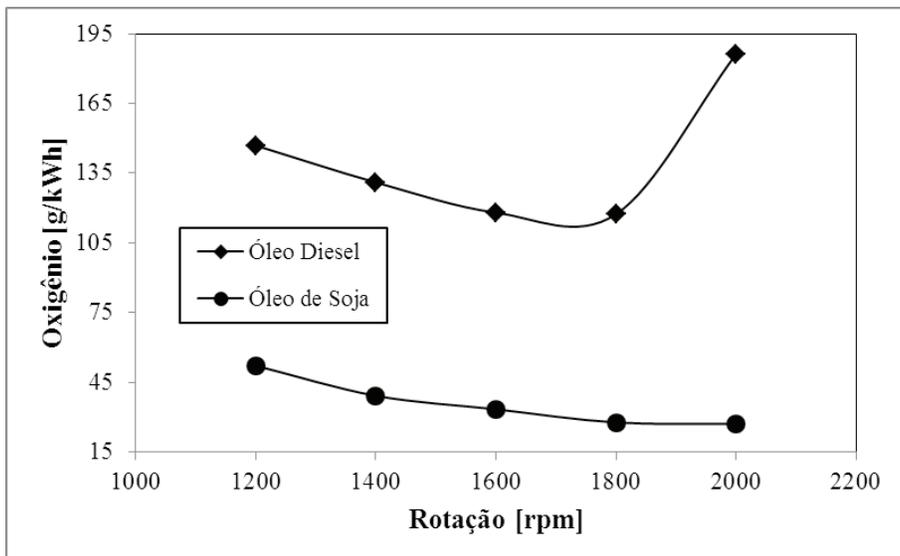


Figura 37. Emissão de oxigênio (O₂) em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Esse contexto desencadeou grande emissão de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos totais (HC) pelo motor a óleo de soja, em virtude da oxidação parcial do combustível por não ter à sua disposição o teor de oxigênio suficiente para reagir com todo o montante de carbono e hidrogênio presentes no combustível, de modo a transformá-los em dióxido de carbono e água (Figuras 38 e 39). No caso da alimentação por diesel de petróleo, a emissão desses gases se manteve bastante pequena pela queima de misturas estequiométricas ou levemente pobres (com até 10% de excesso de ar), em concordância direta com as informações da literatura (PULKRABEK, 1997) que salientam baixíssimos índices de CO e HC em combustão de misturas paupérrimas, notadamente aquelas com 20% de excesso de ar. Mesmo nesses tipos de misturas, ainda se verifica alguma emissão de hidrocarbonetos pela heterogeneidade das mesmas, o que faz com que algumas partículas de combustível não encontrem todo o oxigênio necessário para completa reação de combustão.

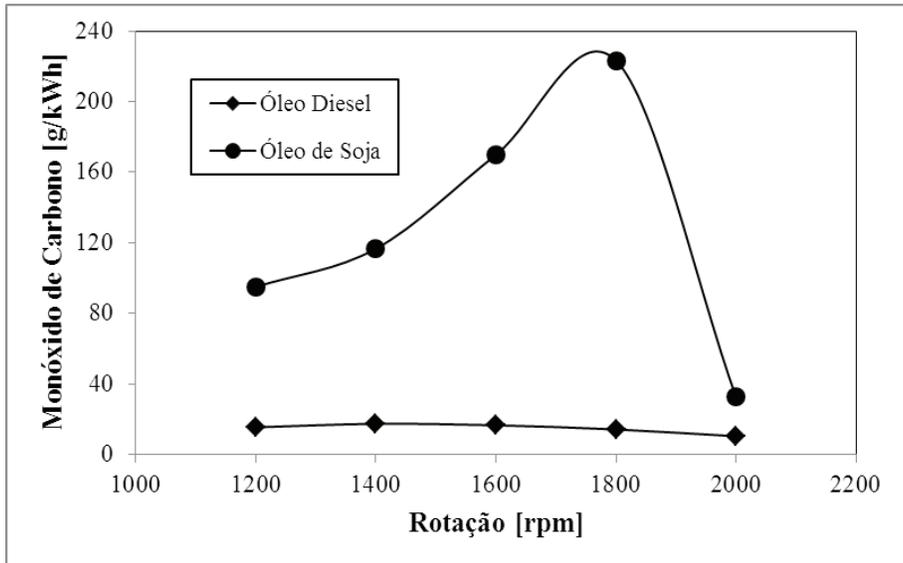


Figura 38. Emissão de monóxido de carbono (CO) em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Observa-se também o adverso resfriamento da frente de chama pelo seu contato com as paredes do motor e, também, pelo processo de expansão durante a realização de trabalho-motor – quando se verificam diminuições na pressão e na temperatura reinantes, fazendo com que diminutas porções da mistura combustível não reajam entre si, tornando a combustão mais lenta.

Nesse sentido, com o uso de óleo de soja cuja volatilidade era naturalmente baixa (alta temperatura de vaporização), esse fenômeno tendeu a se agravar pela recondensação de parte do combustível que se vaporizou no estágio inicial da combustão (pré-combustão), determinando choque de gotículas com as paredes internas do motor, polimerização das mesmas e queima incompleta pela combustão mais complexa do ponto de vista reacional.

Por outro lado, há um ponto nas Figuras 38 e 39 que se caracteriza como exceção e que está ligado ao funcionamento do motor a óleo de soja na rotação de 2000 rpm, quando a bomba injetora sofreu um corte automático de vazão por já estar operando em sua máxima descarga possível. Nessas

condições, a mistura presente no interior da câmara de combustão se aproximou da condição estequiométrica, conduzindo a drásticas reduções nas emissões de CO e HC que se aproximaram dos índices relativos ao motor a óleo diesel. Mesmo assim, as misturas estequiométricas ou ligeiramente pobres produziram CO pela sua heterogeneidade característica, com regiões pontualmente ricas e queima incompleta, sendo esse aspecto mais significativo para o motor movido a óleo de soja em função, provavelmente, da presença do fenômeno de polimerização do combustível que dificultava sua oxidação completa.

Quanto ao dióxido de carbono (CO_2) (Figura 40), processos mais eficientes de combustão – quando os níveis de CO e HC se mostraram baixos – determinaram maior formação desse gás, denotando queima mais completa, ou seja, grande parte do carbono era oxidado a dióxido de carbono e parcela considerável de hidrogênio era transformada em vapor d'água.

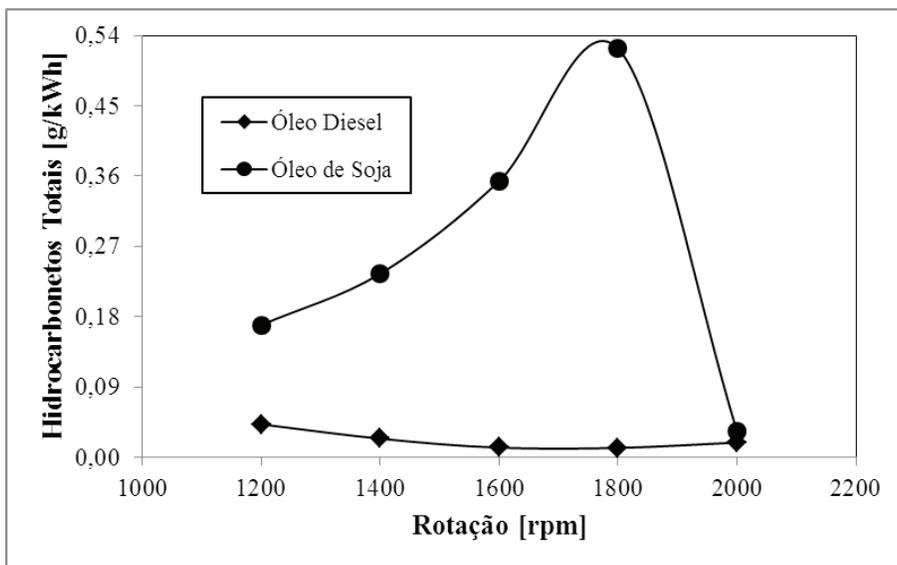


Figura 39. Emissão de hidrocarbonetos totais (HC) em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Quanto ao dióxido de carbono (CO_2) (Figura 40), processos mais eficientes de combustão – quando os níveis de CO e HC se mostraram baixos – determinaram maior formação desse gás, denotando queima mais completa, ou seja, grande parte do carbono era oxidado a dióxido de carbono e parcela considerável de hidrogênio era transformada em vapor d'água.

Os valores relacionados a óxidos de nitrogênio (Figura 41) demonstram que ao utilizar óleo de soja, o motor não atingiu as temperaturas no interior da câmara de combustão verificadas no motor a óleo diesel, em função das deficiências de oxidação impostas pela queima em meio a oxigênio insuficiente, promovendo menor realização de trabalho e rendimento térmico inferior. Temperaturas de combustão mais baixas, ligadas a processos de combustão de misturas distantes da condição estequiométrica, sempre concorreram para menores emissões de óxidos de nitrogênio. Esse fator foi preponderante para a menor emissão de óxidos de nitrogênio pelo motor a óleo de soja, ainda que o teor de oxigênio presente no combustível renovável fosse considerável - entre 10% a 15%, em massa, segundo Almeida (1980).

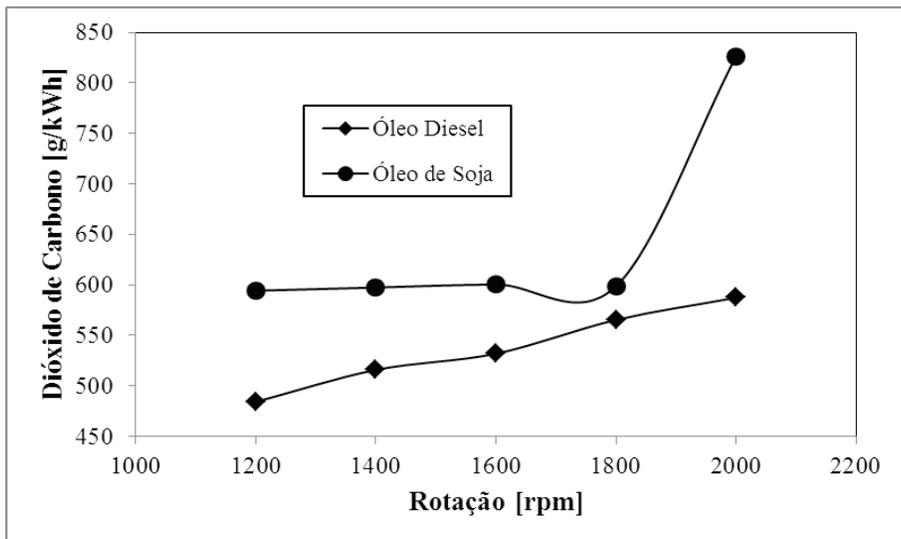


Figura 40. Emissão de dióxido de carbono (CO_2) em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

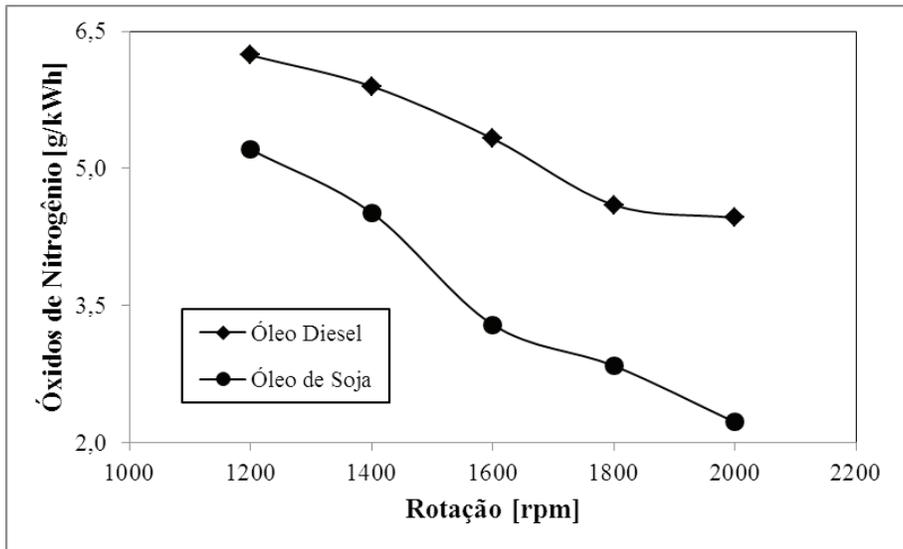


Figura 41. Emissão de óxidos de nitrogênio (NOx) em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

No que diz respeito a material particulado (Figura 42), o motor movido a óleo vegetal produziu sistematicamente mais poluentes em virtude, principalmente, da utilização de misturas ricas.

Na rotação de 2000 rpm, em que houve uma proporcional diminuição do volume injetado de combustível em relação à rotação, aproximando a mistura ar/óleo de soja do valor estequiométrico, a maior emissão de particulados estava ligada ao tempo insuficiente imposto pela rotação máxima para a oxidação completa do carbono a CO_2 no interior da câmara de combustão, elevando a temperatura dos gases de exaustão pela queima tardia do combustível remanescente no coletor de escape e reduzindo o rendimento térmico, conforme análises anteriormente realizadas. É importante ressaltar que a operação de motores de ignição por compressão na faixa estequiométrica comumente gera níveis excessivos de emissão de particulados, o que é radicalmente atenuado com o emprego de misturas pobres, com grande excesso de ar (PULKRABEK, 1997).

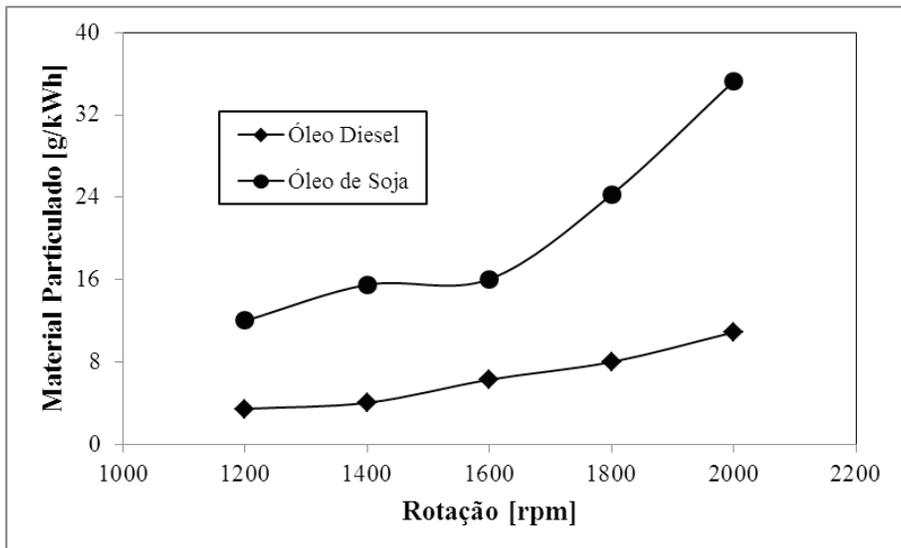


Figura 42. Emissão de material particulado em função da rotação e do combustível (100% da carga total).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

3.7 Análise dos bicos injetores de combustível

Apesar da substancial diminuição da viscosidade do óleo de soja pelo seu aquecimento nos trocadores de calor (a água e a gases de escape), o que também conferiu aumento considerável à sua volatilidade, verificou-se, de forma consistente, intensa polimerização dos bicos injetores de combustível (Figuras 43 e 44), o que pode ser igualmente considerado, por extrapolação, para o topo dos pistões, as válvulas de admissão e de escape, o cabeçote e os cilindros, já que o motor não foi desmontado para análise interna.

Esse fenômeno é creditado ao perfil poli-insaturado do óleo de soja, constituído, em grande parte, por ácido linoleico que possui duas insaturações moleculares e, minoritariamente, pelo ácido linolênico com três duplas ligações em sua molécula (Tabela 4). Essas estruturas químicas facilitam a rápida degradação do óleo vegetal pelo oxigênio atmosférico, gerando vernizes (compostos poliméricos) que são carbonizados quase que instantaneamente pelas altas temperaturas presentes na câmara de combustão.



Figura 43. Porta-bico injetor com bico recoberto por verniz carbonizado.



Figura 44. Bicos injetores carbonizado e limpo.

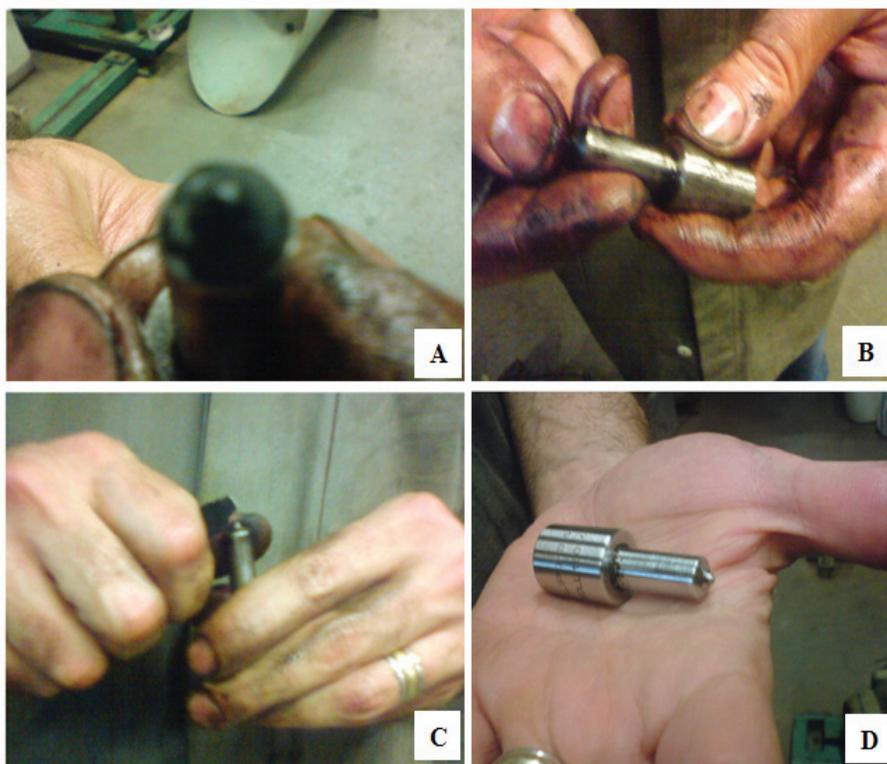
Fotos: Márcio Turra de Ávila

Tabela 4. Típica composição do óleo de soja.

Acido Graxo	Porcentagem (peso)
Láurico (12:0)	0,1
Mirístico (14:0)	0,1
Palmítico (16:0)	10,2
Estearico (18:0)	3,7
Oleico (18:1)	22,8
Linoleico (18:2)	53,7
Linolênico (18:3)	8,6

Fonte: Adaptado de Ma; Hanna (1999).

Uma observação importante quanto à textura do verniz carbonizado encontrado sobre os bicos injetores diz respeito à facilidade de remoção, não oferecendo dificuldades como aquelas relacionadas a incrustação dura e permanente. Conforme demonstra a Figura 45, com uma lixa d'água relativamente fina (número 300 ou 400), um pequeno estilete e fazendo uso de etanol hidratado combustível, foi possível limpar os bicos injetores que, por sua vez, não apresentaram nenhum entupimento dos seus orifícios causado pela polimerização, o que garantiu permanente condição de pulverização eficiente do combustível.



Fotos: Márcio Turra de Ávila

Figura 45. Limpeza do bico injetor – bico carbonizado (A); Remoção de carvão com lixa d'água e etanol combustível (B); Raspagem com estilete (C) e Bico injetor limpo (D).



Figura 46. Filtro de retenção de partículas.

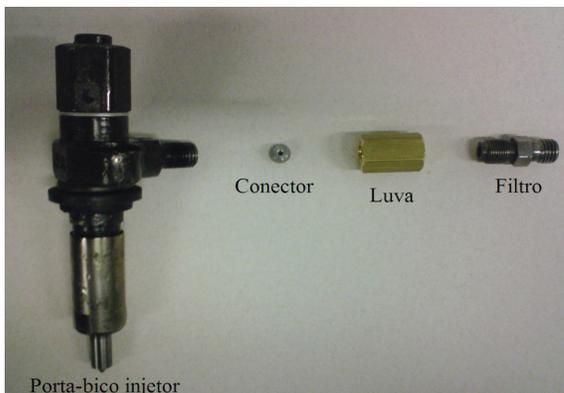


Figura 47. Detalhe da montagem do filtro junto ao porta-bico injetor.

Fotos: Márcio Turra de Avila

Como na preparação do motor experimental para uso de óleo vegetal foi inserido um trocador de calor a água de arrefecimento antes da bomba injetora e outro trocador de calor a gases de escape no duto de alimentação de cada bico injetor, o sistema de injeção passou a ficar mais vulnerável a entupimentos por partículas sólidas desprendidas dos próprios trocadores, o que exigiu a instalação de filtros especiais utilizados junto a bicos injetores de motores da marca MWM (Figuras 46 e 47) os quais eliminaram completa e permanentemente o problema.

3.8 Avaliação estatística

Trabalho experimental realizado no laboratório de motores do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos/USP-São Carlos em um motor do ciclo Diesel, da marca Perkins, modelo AD 4.248, comumente empregado em tratores da marca Massey Ferguson, modelo 275. Esse motor foi ensaiado com diesel de petróleo em várias rotações (RPM: rotações por minuto: 1200, 1400, 1600, 1800, 2000), em sua carga máxima, ou seja, 'pé na tábua', com cinco repetições para cada rotação. Após o mapeamento do motor com o uso do combustível original (para o qual ele foi projetado), o combustível foi comutado para óleo de soja refinado (exatamente o mesmo óleo empregado no preparo dos alimentos) e foram coletados dados nos mesmos pontos de funcionamento,

mesmas rotações a plena carga e também com cinco repetições para cada rotação. Para avaliação do desempenho do motor, submetido a diferentes combustíveis, delineou-se um experimento do tipo fatorial considerando dois fatores: **combustível** (C_TO: 1=óleo diesel e 2=óleo de soja) e **rotação** por minutos (RPM: 1200, 1400, 1600, 1800 e 2000), com cinco repetições para cada rotação. A unidade experimental foi o motor.

As variáveis observadas são denotadas na Tabela 5.

Tabela 5. Descrição das variáveis.

Variável	Descrição
RPM	Rotações por minuto
T_CO	Tipo de combustível
C_AR	Consumo de ar [g/s]
FULIGEM	Particulado [mg]
O2	Oxigênio [%]
CO	Monóxido de carbono [%]
CO2	Dióxido de carbono [%]
HC	Hidrocarbonetos [ppm]
NOx	Óxidos de nitrogênio [ppm]
C_CO	Consumo de combustível [g/s]
PREÇO	Preço do combustível
TORQUE	Momento torçor (kgfm)

Fonte: Waldomiro Barioni Júnior.

De acordo com a Tabela 5, tem-se a definição das variáveis:

C_CO = Consumo de combustível [gramas/segundo – g/s]: obtido através de leitura de uma balança sobre a qual estava inserido o tanque de combustível; essa leitura era feita de forma digital (acoplamento a um computador), de maneira que o decremento da massa de combustível consumido era registrado em função do tempo;

C_AR = Consumo de ar [gramas/segundo – g/s]: obtido por um dispositivo conhecido pelo nome de ‘anemômetro de fio quente’; como esse dispositivo

estava acoplado a um computador e tinha sido previamente calibrado, sua leitura permitia saber a vazão de ar para dentro do motor em função do tempo;

TORQUE = Torque real: valor ajustado através de equação (relação linear) obtida por calibração do dinamômetro (esse valor se refere a um número real, isento de erros inerentes à descalibração do equipamento);

PREÇO = preço do litro de combustível [valor/litro] estipulado segundo pesquisas de mercado, sendo, em média, R\$ 2,28 para o óleo diesel e R\$ 2,40 para o óleo de soja;

FULIGEM = Particulado [miligramas – mg]: quantidade de partículas sólidas (basicamente carbono livre, ou seja, átomos de carbono – ‘carvão em pó’) eliminadas nos gases de escapamento (coletadas durante cinco minutos de funcionamento do motor e pesadas em balança de precisão);

O₂ = oxigênio [%]: quantidade de oxigênio (em porcentagem) contida nos gases de escapamento e medida em aparelho específico;

CO = monóxido de carbono [%]: quantidade de monóxido de carbono (em porcentagem) contida nos gases de escapamento e medida em aparelho específico;

CO₂ = dióxido de carbono [%]: quantidade de gás carbônico (em porcentagem) contida nos gases de escapamento e medida em aparelho específico;

HC = hidrocarbonetos totais [ppm]: quantidade de hidrocarbonetos (em partes por milhão) contida nos gases de escapamento e medida em aparelho específico;

NO_x = Óxidos de nitrogênio [ppm]: quantidade de óxidos de nitrogênio (em partes por milhão) contida nos gases de escapamento e medida em aparelho específico.

3.8.1 Análise estatística dos dados

Os dados das variáveis de emissões poluentes: C_AR, ... , NO_x, coletados no motor funcionando com óleo diesel de petróleo e depois com óleo vegetal de soja (C_TO: 1=óleo diesel e 2=óleo de soja), foram submetidos: 1) a análise estatística descritiva (média, erro padrão e coeficiente de variação) e representação em gráfico de linha, nas rotações por minuto (RPM: 1200, 1400, 1600, 1800, 2000); 2) Para os dados das variáveis C_CO, PREÇO e TORQUE, associadas ao desempenho e preço operacional, usou-se análise de variância (ANOVA) (PROC GLM) considerando no modelo os efeitos de C_TO, RPM e a interação C_TO*RPM e 3). Para a comparação múltipla de médias, foi adotada a opção LSMEANS, seguida do teste t com o nível α de 5% e 3% aplicação de análise de covariância (PROC REG) para comparar a média do desempenho e do preço operacional (Y's) entre os combustíveis usando como covariável a RPM. Os resultados foram apresentados em forma de tabelas, gráficos e modelos ajustados. Na análise dos dados foi utilizado o software estatístico SAS (SAS, 2012), com um nível de significância α de 5%.

3.8.2 Resultados da estatística descritiva

Para estudar as variáveis de acordo com as rotações, foi traçado o perfil médio por tipo de combustível, como apresentado na Tabela 6 e nas Figuras 48 e 49.

Tabela 6. Média das variáveis, por combustível e rotação.

Variáveis	Com- bustível (óleo) ³	ROTAÇÃO [RPM]					Erro Pa- drão ¹	CV(%) ²
		1200	1400	1600	1800	2000		
		Médias						
C_CO (g/s)	D	2,23	2,69	3,04	3,31	3,43	0,09	15,38
	S	3,05	3,66	4,28	5,01	4,59	0,14	17,32
C_AR (g/s)	D	34,35	40,44	44,94	49,42	54,08	1,42	15,95
	S	39,21	44,95	49,28	53,71	59,1	1,43	14,52
Fuligem (mg)	D	142,2	142,8	144,8	146	148	0,71	2,46
	S	146,8	149,4	150,6	156,2	161,4	1,23	4,02
O ₂ (%)	D	3,68	3,17	2,84	2,69	3,91	0,11	16,14
	S	1,16	0,86	0,72	0,58	0,48	0,05	32,53
CO (%)	D	0,39	0,42	0,4	0,33	0,22	0,02	22,81
	S	2,11	2,57	3,65	4,65	0,57	0,28	52,56
CO ₂ (%)	D	12,12	12,48	12,82	12,94	12,32	0,08	3,22
	S	13,18	13,16	12,9	12,48	14,56	0,16	6,12
HC (ppm)	D	10,6	5,8	3,0	2,8	4,0	0,67	63,60
	S	37,6	51,8	76,0	109,0	5,8	7,19	64,13
NO _x (ppm)	D	1560,8	1426,8	1283,4	1053,0	935,4	47,96	19,16
	S	1154,8	994,6	707,2	592,2	392,0	56,52	36,79
Torque (kgfm)	D	35,02	34,16	33,1	30,72	27,73	0,54	8,46
	S	35,43	34,58	32,35	30,4	25,46	0,74	11,73
Preço (R\$)	D	5,08	6,12	6,93	7,56	7,82	0,21	15,38
	S	7,33	8,78	10,27	12,03	11,02	0,34	17,32

1 Erro Padrão da média, por combustível, para as respectivas variáveis

$$EP = s/\sqrt{n}; s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}$$

2 Coeficiente de variação, por combustível, para as respectivas variáveis (CV%)

3 D=Óleo Diesel; S=Óleo de Soja

Fonte: Waldomiro Barioni Júnior.

Observa-se, na Tabela 6, que variáveis com $CV \geq 30\%$ são consideradas muito instáveis. Nesse caso, esta situação é apresentada para as variáveis de emissões poluentes HC, em ambos os combustíveis, e para NO_x, CO e O₂ apenas no combustível a base de soja.

Pela Tabela 6 e Figuras 48 e 49, observa-se que os valores médios da soja em relação ao diesel são superiores para as variáveis Fuligem, CO, HC e CO₂ (essa última apresentando apenas uma mudança de comportamento entre as rotações 1600 e 1800). Entretanto, as médias para as variáveis sobre os gases emitidos NO_x e O₂ são maiores para o combustível diesel, independentemente da rotação.

Em relação às variáveis C_CO, Preço e Torque com maior ênfase neste trabalho, nota-se a forte relação entre consumo e preço do combustível, sendo apresentados valores superiores para as médias do óleo de soja, porém, para a variável Torque, o comportamento médio dos dois combustíveis apresenta certa equivalência durante todo o período analisado, apenas com uma mudança mais expressiva na rotação 2000.

O motivo pelo qual o combustível soja demonstrou comportamento negativo (média superior ao diesel) em algumas variáveis, principalmente nos gases poluentes lançados ao meio ambiente, é explicado pelo fato de o desempenho do motor ser inferior (diminuição de torque) ao substituir o óleo diesel por óleo de soja, em função do menor poder calorífico do biocombustível frente ao combustível fóssil.

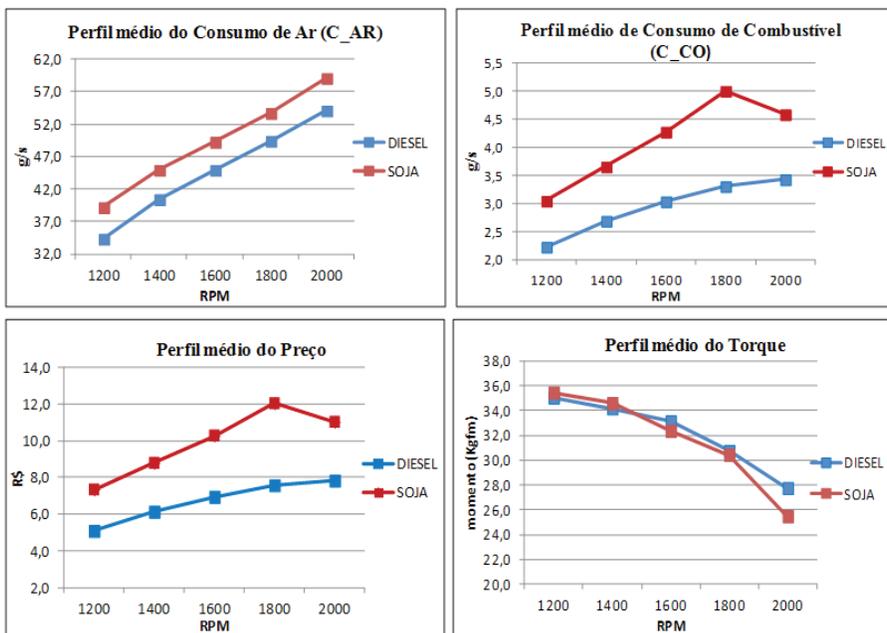


Figura 48. Perfil médio das variáveis sobre gases emitidos e poluição em função do combustível (DIESEL e SOJA) e da rotação por minuto (RPM).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Portanto, com o intuito de manter níveis similares de torque para os dois combustíveis, aumentou-se a vazão de combustível determinada pela bomba injetora, de forma a compensar a queda de torque. Assim, o motor com soja desenvolveu torque bastante próximo ao original, porém, pela maior presença de combustível, houve aumento de gases como CO, CO₂ e HC, além do material particulado (fuligem ou fumaça preta). O maior nível de oxigênio, no caso do diesel de petróleo (combustível original) se deveu à menor proporção de combustível nesse caso, o que permitiu que houvesse sobra de moléculas de oxigênio que não participaram do processo de combustão; quando utilizado óleo de soja, como a bomba injetora estava mais ‘aberta’ (regulada para maior descarga de combustível), o oxigênio disponível era praticamente todo usado para queimar o combustível, e as ‘sobras’ eram menores nas amostras colhidas do escapamento. Especificamente, a intenção foi realizar os testes mantendo, sempre, o desempenho do motor em um mesmo patamar.

3.8.3 Resultados da Análise de Variância (Anova)

A análise de variância detectou efeito significativo ($p < 0,05$) para o Consumo, Preço e Torque nos fatores tipo de combustível (T_CO), rotação por minuto (RPM) e a interação T_CO*RPM. Os resultados são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7. P-valor dos fatores para cada variável.

Consumo	Variáveis			
	Fontes	GL	Preço	Torque
		p-valor	p-valor	p-valor
T_CO	1	< 0,0001	< 0,0001	0,0115
RPM	4	< 0,0001	< 0,0001	< 0,0001
T_CO*RPM	4	< 0,0001	< 0,0001	0,0003

Fonte: Waldomiro Barioni Júnior.

Como a interação foi significativa ($p < 0,05$), considerou-se de interesse a comparação dos combustíveis (diesel e soja) apenas dentro de cada rotação, para as respectivas variáveis (Tabela 8). A Tabela também trás o erro padrão (SE) e o coeficiente de variação (CV%) da Anova de cada variável.

Tabela 8. Teste de comparação múltipla.

Variável	Combustível	n	12003	1400	1600	1800	2000	SE1	CV(%) ²
			Médias						
Consumo (g/s)	Diesel	5	2,23b	2,69b	3,04b	3,31b	3,43b	0,10	2,64
	Soja	5	3,05a	3,66a	4,28a	5,01a	4,59a		
Preço (R\$)	Diesel	5	5,08b	6,12b	6,93b	7,56b	7,82b	0,67	2,10
	Soja	5	7,33a	8,78a	10,27a	12,03a	11,02a		
Torque (kgfm)	Diesel	5	35,02a	34,16a	33,10a	30,72a	27,73a	0,22	2,65
	Soja	5	35,43a	34,58a	32,35a	30,40a	25,46b		

¹SE: Raiz do erro quadrático médio da variância.

²CV(%): Coeficiente de variação da variância.

³Médias seguidas de letras distintas na coluna representam diferenças significativas, pelo teste t (p-valor < 5%).

Fonte: Waldomiro Barioni Júnior.

Observa-se que as médias para Consumo e Preço foram superiores ($p < 0,05$) para o combustível de óleo soja, independentemente das rotações. Entretanto, para o Torque, houve apenas diferença significativa ($p < 0,05$) na rotação 2000, no qual o Torque para o combustível a base de óleo diesel foi superior ao de soja ($> 2,0$ unidades). Ressalta-se também, que o experimento foi bastante preciso, muito bem controlado, com coeficientes de variação inferior a 5% para todas as variáveis (Tabela 8). Mostrando que houve pouca variabilidade, entre as repetições, dentro de cada rotação, e que os valores estão próximos e no entorno da média e com baixa dispersão.

3.8.4 Análise de Covariância

Esta técnica é uma mistura de modelos de regressão com modelos da Anova (CHARNET et al., 2008). O interesse é verificar se há diferença nas médias do Consumo, Preço e Torque de motor submetido a dois combustíveis, adicionando que as possíveis variações possam estar associadas à variável regressora RPM (1200, 1400, 1600, 1800, 2000). A variável regressora considerada no modelo é denominada covariável.

O modelo de covariância com os dois tipos de combustíveis e uma variável regressora é dado por:

$$Y_{ijk} = \beta_0 + \beta_1 \cdot I_k + \beta_2 \cdot X_{ij} + \beta_3 \cdot X_{ij}^2 + \beta_4 \cdot X_{ij}^3 + \beta_5 (I \cdot X)_{ij,k} + \beta_6 (I \cdot X^2)_{ij,k} + \beta_7 (I \cdot X^3)_{ij,k} + \varepsilon$$

onde:

Y_{ijk} representa a variável resposta: Consumo, Preço ou Torque, com $i = 1, \dots, 5$ repetições.

X_j é a variável regressora/covariável RPM (rotações por minuto: $j=1, \dots, 5$).

I é a variável indicadora para combustível: $I = 0$ (diesel); $I = 1$ (soja); $k=0$ e 1 .

ε = erro experimental $NID(0, \sigma^2)$.

As variáveis de Consumo, Preço e Torque foram modeladas por meio de análise de regressão linear múltipla em função da covariável (X) rotação do motor (RPM: 1200, 1400, 1600, 1800 e 2000) até o polinômio de grau 3. Foi considerado também, nesse ajuste, o efeito do combustível (I) como variável dummy (I : Diesel=0 e Soja=1) e as suas interações com os efeitos da rotação: linear ($I \cdot X$), quadrático ($I \cdot X^2$) e cúbico ($I \cdot X^3$). Verificou-se a normalidade dos resíduos, por meio dos testes de Shapiro-Wilk e Kolmogorov-Smirnov usando o PROC UNIVARIATE do SAS (SAS, 2012), e constatou-se a necessidade da normalização dos resíduos. Os resíduos foram normalizados aplicando a ponderação $w=1/RPM$ no modelo. Utilizou-se, nessa etapa, o procedimento PROC REG do SAS, com a opção WEIGHT. Adotou-se também a opção STEPWISE na seleção das variáveis. De forma geral, para esta análise, o nível de significância estabelecido foi $\alpha=5\%$.

Sendo assim, realizou-se a ponderação por mínimos quadrados, com o peso $W = 1/RPM$, e, posteriormente, a seleção de variáveis pelo método stepwise, que o ajuste dos modelos para Consumo, Torque e Preço, de acordo com as variáveis selecionadas, sendo estes descritos a seguir.

A Tabela 9 apresenta, para os modelos ajustados, o coeficiente de determinação R^2 , o coeficiente de variação (CV%), os parâmetros estimados com as respectivas probabilidades de significância. De acordo com os resultados da análise de regressão múltipla (Tabela 9), observa-se que os modelos ajustados para Consumo, Preço e Torque possuem alto poder explicativo, $R^2 = 99\%$; 99% e 96% , respectivamente, e também baixo coeficiente de variação (CV abaixo de 3%), mostrando controle adequado das condições do experimento.

Tabela 9. Regressão múltipla ponderada.

Fonte de Variação	Consumo		Preço		Torque	
	Parâmetro estimado	p-valor	Parâmetro estimado	p-valor	Parâmetro estimado	p-valor
Intercepto (β_0)	- 1,735	0,0023	- 3,956	0,0032	19,15	< 0,0001
Indicadora (β_1)	39,042	< 0,0001	93,493	< 0,0001	- 0,503	0,0374
RPM (β_2)	0,0037	< 0,0001	0,00845	< 0,0001	0,028	< 0,0001
RPM2 (β_3)	-	-	-	-	- 12,04e-6	< 0,0001
RPM3 (β_4)	- 2,80e-10	0,0001	- 6,39e-10	0,0002	-	-
Indicadora*RPM (β_5)	- 0,078	< 0,0001	- 0,188	< 0,0001	-	-
Indicadora*RPM2 (β_6)	0,000053	< 0,0001	0,000126	< 0,0001	-	-
Indicadora*RPM3 (β_7)	- 1,14e-08	< 0,0001	- 2,74e-08	< 0,0001	-	-
R2	0,99		0,99		0,96	
CV(%)	0,08		0,081		2,186	

Fonte: Waldomiro Barioni Júnior.

Observa-se que a variável indicadora, que representa tipo de combustível, foi importante para as três variáveis (Consumo, Preço e Torque), mostrando que existe efeito do combustível ($p < 0,05$). Isto é, o Consumo e o Preço são sempre maiores no combustível Soja e para o Torque é sempre maior no combustível Diesel, independente da rotação.

As interações da variável indicadora com os efeitos linear, quadrático e cúbico foram significativas ($p < 0,05$) apenas para Consumo e Preço.

Entretanto, para o Torque, o modelo foi significativo para a indicadora, porém, este atingiu apenas até a ordem quadrática. A variável indicadora apresentou um coeficiente negativo: -0,503 (p -valor = 0,0374), no qual se interpreta que ao se utilizar o combustível soja ($I = 1$), o Torque **cai** (p -valor < 5%) ao longo das rotações crescentes (Figura 52). Por outro lado, os valores positivos dos coeficientes da indicadora evidencia que o uso do combustível soja ($I = 1$), gera um **aumento** tanto para o Consumo quanto para o Preço (Figuras 49 e 50).

3.8.5 Os modelos selecionados são:

Consumo

1 - Consumo_{diesel} :

$$Y_i = \beta_0 + \beta_1 I + \beta_2 X_i + \beta_4 X_i^3 + \beta_5 (IX_i) + \beta_6 (IX_i^2) + \beta_7 (IX_i^3)$$

Com $l = 0 \rightarrow Y_i = \beta_0 + \beta_2 X_i + \beta_4 X_i^3$ então, substituindo os coeficientes tem-se:

$$\text{Consumo}_{\text{diesel}} = -1,735 + 0,0037 * \text{RPM} - 2,804e-10 * \text{RPM}^3$$

2 - Consumo_{soja}

$$Y_i = \beta_0 + \beta_1 l + \beta_2 X_i + \beta_4 X_i^3 + \beta_5 (lX_i) + \beta_6 (lX_i^2) + \beta_7 (lX_i^3)$$

$$\text{Com } l = 1 \rightarrow Y_i = (\beta_0 + \beta_1) + X_i(\beta_2 + \beta_5) + \beta_6 X_i^2 + X_i^3(\beta_4 + \beta_7)$$

$$\text{Consumo}_{\text{soja}} = 37,307 - 0,0743 * \text{RPM} + 0,000053 * \text{RPM}^2 - 1,168e-8 * \text{RPM}^3$$

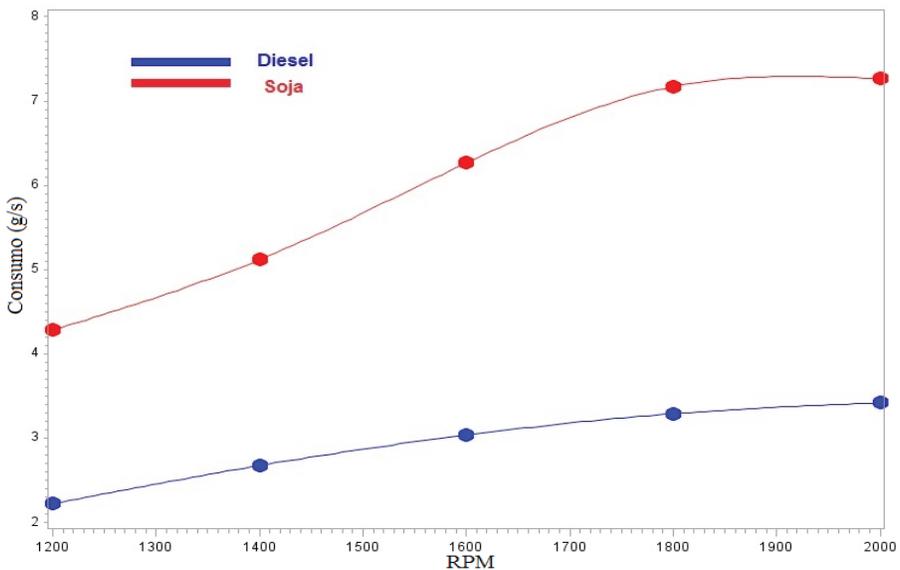


Figura 49. Modelo ajustado para o Consumo (g/s) para Diesel e Soja em função da rotação por minuto (RPM).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

Seguindo o mesmo desenvolvimento matemático aplicado para o Consumo, têm-se o perfil médio do Preço e do Torque, em relação a RPM, mostrados nas Figuras 50 e 51.

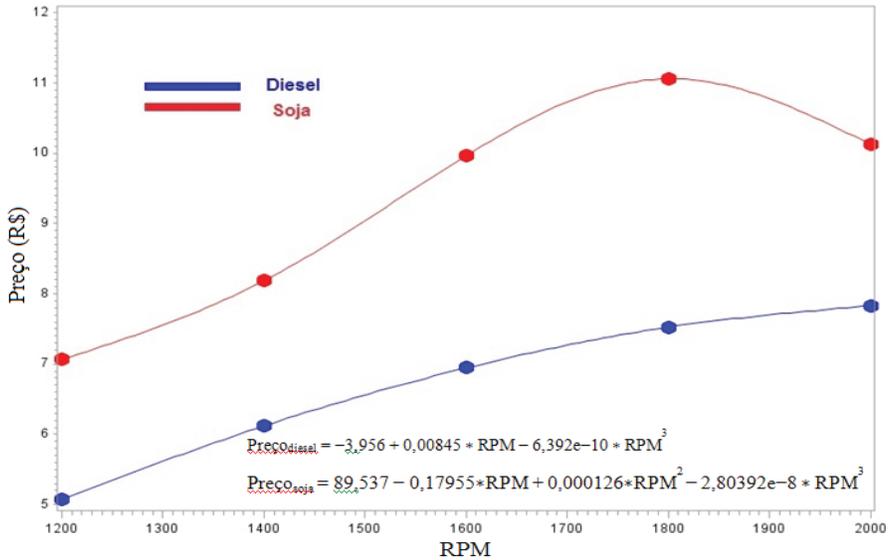


Figura 50. Modelo ajustado para o Preço (R\$) para Diesel e Soja em função da rotação.

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

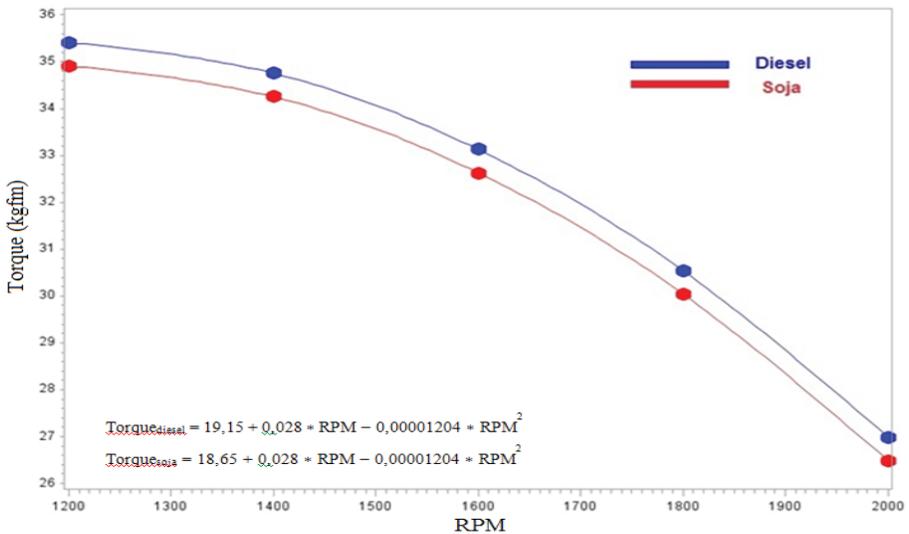


Figura 51. Modelo ajustado para o Torque (kgfm) para Diesel e Soja em função da rotação por minuto (RPM).

Ilustração: Waldomiro Barioni Júnior.

A análise de variância, os modelos de regressão polinomial e múltipla e as representações gráficas auxiliaram a interpretação dos resultados, possibilitando descrever conclusões mais precisas em relação ao desempenho de motores agrícolas abastecidos por diferentes tipos de combustíveis.

Pela comparação entre diesel e soja, observa-se que não é viável substituir o óleo diesel por óleo de soja, por motivos econômicos e ambientais, apesar de o Torque ser equivalente em ambos os combustíveis.

A relação entre Consumo e Preço é impactante para o combustível soja, de modo que o consumo do motor abastecido com óleo de soja é 1,4 vez superior ao diesel e o custo referente ao consumo do óleo de soja é 1,5 vez maior. Porém, para a variável Torque, o combustível alternativo apresenta potencial pouco inferior ao usual, de forma que a desigualdade é tão pequena que poderia ser considerada como desprezível para máquinas agrícolas.

Para avaliação de características ambientais, ressalta-se que, embora o combustível soja tenha apresentado maiores níveis de emissão de gases poluentes, esses fatores foram facilmente explicados através das condições de adaptação do motor para o encontro de um desempenho similar no torque para os dois tipos de combustíveis, sendo essas condições específicas para tal experimento, de forma que não se podem generalizar esses resultados. Ainda é determinante a diminuição de poluentes relacionados ao aquecimento global ao desprezar-se o uso de combustíveis derivados de petróleo como o óleo diesel.

4 Conclusões

4.1 Considerações sobre os resultados

Os resultados obtidos na fase experimental foram relevantes, alguns deles correspondendo às expectativas iniciais e alcançando os objetivos traçados anteriormente à experimentação, e outros, menos favoráveis, porém, igualmente importantes, pois servem de referência para possíveis melhoramentos futuros a partir de um projeto que prospectou inovações quanto ao funcionamento de motores de ignição por compressão.

Como consequência desse trabalho de pesquisa, procurou-se validar um novo tipo de alimentação de motores do ciclo Diesel movidos a óleo vegetal puro (não transesterificado), buscando melhor desempenho em termos de consumo e emissões de poluentes.

As conclusões finais podem ser enumeradas a seguir:

a) Mostrou-se operacionalmente realizável a alimentação de motores de combustão interna convencional (normais de linha de produção) com óleo vegetal puro (óleo de soja refinado, no caso) aquecido previamente ao processo de injeção por meio da utilização de trocadores de calor que aproveitavam a energia rejeitada pela água de arrefecimento e pelos gases de escape;

b) A tentativa de alimentação do motor Diesel com óleo de soja à temperatura ambiente apresentou baixa eficiência relativa ao processo de injeção, que passou a ocorrer na forma de jato líquido contrariamente à necessária pulverização microfracionada de combustível, provocando contaminações do lubrificante no cárter e do coletor de escape com óleo vegetal não queimado;

c) As temperaturas alcançadas pelo óleo vegetal aquecido (entre 150°C e 160°C) foram suficientemente altas para adequação da sua viscosidade (2,5 cSt) àquela especificada para o diesel de petróleo cuja norma fixa valores na faixa de 2,0 a 5,0 cSt;

d) As temperaturas do óleo de soja aquecido na entrada da bomba injetora (cerca de 70°C) permitiram a suavização dos efeitos viscosos do combustível sobre os componentes da mesma, uma vez que a viscosidade correspondente se situou em torno de 13 cSt, número muito menor que aquele relacionado ao óleo vegetal em temperatura ambiente (37 cSt);

e) Pela estequiometria das reações de combustão dos combustíveis testados, verificou-se que a simples migração do óleo diesel para o óleo de soja permitiria o funcionamento do motor Diesel com misturas mais pobres (com maiores valores de excesso de ar), caso a regulagem original da bomba injetora fosse mantida;

f) Ao se fazer uso do combustível renovável, o débito da bomba injetora foi aumentado de modo a anular o efeito negativo do menor poder calorífico

frente àquele do diesel fóssil, com o que se buscou a manutenção dos níveis originais de desempenho (torque);

g) A maior descarga de combustível estabelecida no emprego de óleo de soja eliminou qualquer possibilidade de operação do motor com excesso de ar, determinando efeitos bastante deletérios sobre o rendimento térmico e a emissão de alguns poluentes regulamentados;

h) O desempenho do motor em relação ao torque foi praticamente o mesmo com os dois combustíveis testados, porém, no caso do emprego do óleo de soja, o consumo horário foi bem maior e o rendimento térmico menor em função do maior montante de combustível estabelecido pela alteração da regulagem da bomba injetora que desencadeou queima em meio à escassez de oxigênio (combustão de misturas ricas);

i) Para possíveis compensações da menor volatilidade e conseqüente maior atraso de ignição do combustível renovável, foram testados maiores avanços relativos ao momento da injeção de óleo de soja em comparação ao padrão estabelecido para o diesel fóssil, o que não produziu ganhos de desempenho (aumento de torque) e conduziu a aumento audível de detonação e elevação da temperatura da água de arrefecimento do motor;

j) As temperaturas de escape do motor a óleo de soja, em comparação com o motor a diesel de petróleo, foram sempre as mais elevadas, denotando queima tardia de combustível no coletor de escape em função da oxidação parcial do combustível no interior da câmara de combustão;

k) Pela queima de misturas ricas, o motor a óleo de soja funcionou quase todo o tempo com baixa disponibilidade de oxigênio no interior da câmara de combustão, o que conduziu a emissões excessivas de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos totais (HC); a 2000 rpm, quando as misturas ar/óleo vegetal se aproximaram do valor estequiométrico, as produções de CO e HC reduziram-se drasticamente, aproximando-se dos valores estabelecidos pelo motor a óleo diesel;

l) Sempre que as emissões de CO e HC se elevavam, os níveis de CO₂ (dióxido de carbono) decresciam, expressando a deficiente oxidação do carbono e do hidrogênio presentes em ambos os combustíveis (fóssil e renovável);

m) As emissões de óxidos de nitrogênio do motor a óleo de soja se mantiveram menores que aquelas do motor a óleo diesel, demonstrando claramente que as temperaturas de combustão eram mais baixas pela oxidação incompleta do combustível renovável em função do seu caráter químico – que frequentemente causava polimerização intracâmara – e, principalmente, da queima de misturas ricas;

n) Houve maior produção de material particulado quando do emprego de óleo de soja por causa da combustão de misturas ricas (algo notório em motores de ignição por compressão); a 2000 rpm, quando a razão ar/combustível se aproximou do valor estequiométrico, os índices mais elevados de material particulado foram mantidos pelo tempo insuficiente, determinado pela rotação máxima, à oxidação completa do carbono a CO₂ no interior da câmara de combustão;

o) Apesar da aplicação de aquecimento ao óleo de soja para atenuação da sua viscosidade, verificou-se forte polimerização dos bicos injetores em decorrência do perfil poli-insaturado do combustível vegetal que favoreceu sua degradação pelo oxigênio atmosférico;

p) Em virtude das emissões poluentes e do custo operacional verificados nos experimentos de bancada com o motor utilizado como objeto de estudos, a substituição do óleo diesel de petróleo por óleo refinado de soja não se mostrou viável.

4.2 Importância do trabalho

A relevância do trabalho científico em questão se acha fundamentada no fato de que óleos vegetais são fontes alternativas totalmente renováveis, pois provêm da biomassa, e absolutamente recicláveis, porque todo o dióxido de carbono produzido na sua queima é reaproveitado no processo fotossintético que gera a biomassa.

Um dos grandes problemas enfrentados pelo agronegócio brasileiro diz respeito aos gastos elevados realizados com aquisição de óleo diesel, pois todas as máquinas agrícolas demandam única e exclusivamente esse tipo de combustível para serem movimentadas no campo. Adicionalmente, as fronteiras agrícolas do país, onde se verificam as maiores produções de grãos, distam milhares de quilômetros das refinarias de petróleo localizadas

ao longo do litoral, o que encarece profundamente o diesel fóssil que abastece aquelas máquinas. Portanto, torna-se estrategicamente interessante e recomendável que se busque a produção local/regional de um combustível que possa ser obtido a partir de produtos oriundos da agricultura e que se adeque, tecnicamente, ao emprego em motores Diesel.

Nesse sentido, configuram-se como oportunos e justificáveis o estudo e o desenvolvimento de um motor de ignição por compressão movido a óleo de soja para viabilizar sua aplicação com garantias de funcionamento confiável e duradouro e ganhos no tocante a consumo e emissão de poluentes.

Por meio de contínuas pesquisas nesse campo da engenharia, é possível vislumbrar o emprego maciço de um novo tipo de alimentação de motores do ciclo Diesel no campo que conduza a sensíveis reduções de custos ligados à atividade agropecuária nacional.

4.3 Sugestões para trabalhos futuros

Dado o trabalho experimental realizado, os resultados obtidos e a ampla e profunda análise elaborada a partir dos dados colhidos, conclui-se que a pesquisa foi de grande valia para o entendimento do novo tipo de alimentação aplicado a motores de ciclo Diesel, dos aspectos positivos assim como das questões desfavoráveis envolvidas com a inovação proposta.

Como consequência, sugerem-se possíveis modificações no tocante ao aparato experimental empregado, o que traz como objetivo específico a busca de ganhos em termos do funcionamento do motor movido a óleo de soja, sejam eles relacionados ao rendimento térmico, à emissão de gases poluentes ou à própria operação do motor.

Entre as sugestões aventadas, citam-se:

a) Aquecimento do ar de admissão que, em conjunto com o óleo vegetal também aquecido, permita elevação da velocidade de queima pela reação quase simultânea entre os chamados elementos vizinhos da mistura ar/combustível, em função do menor atraso no período da indução da combustão;

b) Aumento da turbulência no processo de admissão de modo a destruir o cone compacto de combustível debitado pelos bicos injetores, favorecendo seu fracionamento e a formação de mistura passível de queima mais completa;

c) Aumento da taxa de compressão para auxílio à maior formação das partículas ativadoras da combustão, para que essa se desenvolva plenamente;

d) Operação do motor com certo nível de hidratação das misturas ar/óleo de soja, o que tende a prover ampla oxidação do combustível pela dissociação dos elementos constituintes da molécula de água que se constituem em intervenientes ativos da combustão;

e) Aplicação de turbocompressão com emprego simultâneo de etanol hidratado como combustível secundário do motor movido a óleo de soja aquecido, o que contempla, automaticamente, as sugestões “a”, “b”, “c” e “d” ao desenvolvimento experimental.

Referências

ALMEIDA, S. J. **Fonte alternativa de energia pelo aproveitamento dos óleos vegetais nos motores de ignição por compressão**. 1980. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1980.

ALVES, J. E. D. O pico dos combustíveis fósseis: colapso ou transição para a energia limpa? **EcoDebate**, 23 jan. 2013. Disponível em: <https://www.ecodebate.com.br/2013/01/23/o-pico-dos-combustiveis-fosseis-colapso-ou-transicao-para-a-energia-limpa-artigo-de-jose-eustaquio-diniz-alves/>. Acesso em: 11 mar. 2019.

ANDRADE, J. M. V. Uma visão sobre óleos vegetais como combustíveis alternativos. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 1., 1983, Brasília, DF. **Anais...** Brasília, DF: MIC/STI, 1983. p.379-383.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). **Dados estatísticos**. 2013a. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/dados-estatisticos>. Acesso em: 11 mar. 2019.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). Resolução ANP nº 50/2013, de 23 de dezembro de 2013. **Diário Oficial da União**, Brasília, DF, 24 dez. 2013b. Disponível em: http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp%2Fresol-anp%2F2013%2Fdezembro&item=ramp-50--2013&fbclid=IwAR2b0FxZPI68bpknPDCFqvFv34Jx2SxyUUqlllylPJ_32BghaF9HEqta musQ. Acesso em: 28 jan. 2016.

ARAÚJO, C. **Transmissão de calor**. 2. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1982. 444 p.

ÁVILA, M. T. **Estudo de motor de combustão interna, do ciclo Otto, movido a etanol previamente vaporizado**. 1994. 160 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1994.

ÁVILA, M. T. **Estudo de um motor regenerativo, do ciclo Otto, movido a etanol previamente vaporizado**. 2003. 117 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003.

BERTELLI, L. G. Petróleo: cada vez mais caro e escasso. **Canaweb**, 04 jul. 2012. Disponível em: <https://jornalcana.com.br/petroleo-cada-vez-mais-carro-e-escasso/>. Acesso em: 20 mar. 2002.

BROCK, J.; NOGUEIRA, M. R.; ZAKRZEWSKI, C.; CORAZZA, F. C.; CORAZZA, M. L.; OLIVEIRA, J. V. Determinação experimental da viscosidade e condutividade térmica de óleos vegetais. **Ciência e Tecnologia de Alimentos**, v.28, n.3, p.564-567, jul./set. 2008.

CHARNET, R. et al. **Análise de modelos de regressão linear: com aplicações**. 2. ed. Campinas, SP: Unicamp, 2008.

DIESEL combustível. **Biodieselbr**. 29 jan. 2006. Disponível em: <https://www.biodieselbr.com/biodiesel/diesel/diesel-combustivel>. Acesso em: 11 mar. 2019.

FALCON, A. M.; FERNANDES, F. R.; PISCHINGER, G. Utilização de alternativas de combustíveis a base de óleos vegetais em motores diesel de injeção direta e indireta. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 1., 1983, Brasília, DF. **Anais...** Brasília, DF: MIC/STI, 1983. p.451-464, 1983.

FERNANDES, F. R.; FALCON, A. M.; PISCHINGER, G. Utilização de óleos vegetais “in natura” adicionados ao óleo diesel em motores ciclo diesel de injeção direta. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 2., 1985, Brasília, DF. **Anais...** Brasília, DF: STI, 1985. p.365-377, 1985. (STI/MIC- Documentos, 11).

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 3. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 2011. 644 p.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. Boca Raton, Florida: CRC Press LLC, 1998. 432 p.

KERN, D. Q. **Processos de transmissão de calor**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1987. 871 p.

KNOTHE, G. Historical perspectives on vegetable oil-based diesel fuels. **Industrial Oils**, v.12, p.1103-1107, nov. 2001.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de transferência de calor**. São Paulo: Cengage Learning, 2011. 623 p.

LOOS, E. A.; NOBRE, J. I. T.; STIVI, J. Misturas de óleo diesel com óleos vegetais como combustíveis para motores do ciclo Diesel. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 2., 1985, Brasília, DF. **Anais...** Brasília, DF: STI, 1985. p.341-364, 1985. (STI/MIC- Documentos, 11).

MA, F.; HANNA, M. A. Biodiesel production: a review. **Bioresource Technology**, v.70, p.1-15, 1999.

MUNN, R. E. Towards sustainable development. **Atmospheric Environment**, n.26, p.2725-2731, 1992.

ORTOLAN, M. Álcool e meio ambiente. **Jornal O Estado de São Paulo**, São Paulo, 20 dez. 2000. Caderno Agrícola, Seção Espaço Aberto. p.2.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. New Jersey: Prentice Hall, 1997. 411 p.

SAS INSTITUTE INC. **SAS system for Microsoft Windows**, release 9.4. Cary, NC: SAS, 2012.

SHAPIRO, S. S.; WILK, M. B. An analysis of variance test for normality. **Biometrika**, n.52, p.591-611, 1965.

STERN, R.; GUIBET, J. C.; GRAILE, J. Les huiles végétales et leurs dérivés: carburant de substitution (analyse critique). **Revue de L'Institut Français du Pétrole**, v.38, n.1, p.121, 1983.

VENANZI, D.; SANTOS, A. M.; CARDOSO, S. Alternativas de utilização do álcool etílico em motores diesel. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 2., 1985, Brasília, DF. **Anais...** Brasília, DF: STI, 1985. p.515-531, 1985. (STI/MIC-Documentos, 11).

VENTURA, L. M.; NASCIMENTO, A. C. Atividades da Mercedes-Benz no campo dos combustíveis alternativos para veículos comerciais. In: SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 1., 1983, Brasília, DF. **Anais...** Brasília, DF: MIC/STI, 1983. p.439-450.

Embrapa

Pecuária Sudeste

MINISTÉRIO DA
AGRICULTURA, PECUÁRIA
E ABASTECIMENTO



PÁTRIA AMADA
BRASIL
GOVERNO FEDERAL

CGPE: 15760