

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA – POSMEC**

NURY AUDREY NIETO GARZÓN

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E EXERGÉTICA DA OPERAÇÃO
DE UM MOTOR DIESEL COM ÓLEO VEGETAL**

Florianópolis
2012

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA – POSMEC**

NURY AUDREY NIETO GARZÓN

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E EXERGÉTICA DA OPERAÇÃO
DE UM MOTOR DIESEL COM ÓLEO VEGETAL**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Engenharia e Ciências Térmicas
Orientador: Prof. Dr. Edson Bazzo

Florianópolis
2012

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Nieto Garzón, Nury Audrey

Análise experimental e exergética da operação de um motor diesel com óleo vegetal [dissertação] / Nury Audrey Nieto Garzón ; orientador, Edson Bazzo - Florianópolis, SC, 2012.

189 p. ; 21cm

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Motor diesel. 3. Óleos vegetais. 4. Análise termodinâmica. I. Bazzo, Edson. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

NURY AUDREY NIETO GARZÓN

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E EXERGÉTICA DA OPERAÇÃO
DE UM MOTOR DIESEL COM ÓLEO VEGETAL**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 24 de maio de 2012.

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.
Orientador

Banca Examinadora:

Prof. Edson Bazzo, Dr. Eng.
Presidente

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, Ph.D.

Prof. Carlos Alberto Martin, Dr.Ing.

Prof. José Antonio Velásquez Alegre, Dr. Eng.
UTFPR

Com amor e gratidão às pessoas que com seu esforço, apoio e motivação fizeram possível esta meta: meus admiráveis pais, Clara e Ismael, meus irmãos Wilson e William e meu namorado Juan Pablo.

AGRADECIMENTOS

À Santíssima Trindade e a Nossa Senhora Auxiliadora pela benção e assistência em cada momento de minha vida, especialmente na caminhada desta meta.

A meus pais, Clara e Ismael, a meus irmãos Wilson e William, pelo esforço, apoio e confiança. Obrigada, por sua presença de coração desde a distância.

A meu namorado Juan Pablo, pelo apoio, acompanhamento, motivação e amor.

A toda minha família e pessoas próximas, pela atenção e acompanhamento de coração.

Ao professor Edson Bazzo, pela oportunidade, orientação e atenção no meu trabalho.

À equipe de trabalho do laboratório, a Ricardo Hartmann por sua colaboração e orientação, a Eduardo Hartmann pela colaboração técnica, a Gabriela Vieira por toda a cooperação, a João Monteiro e Leandro Alves. Obrigada a todos pela aceitação, ajuda e amizade.

Ao senhor Gilson Maia pelo apoio técnico e cooperação. Ao senhor Edevaldo Reinaldo e demais funcionários da universidade pela colaboração técnica e administrativa.

Ao professor Amir e ao professor Carlos Martin pela assessoria e ajuda no desenvolvimento do trabalho.

Aos professores do mestrado e aos professores da banca pela valiosa contribuição.

Aos colegas do Núcleo de Pesquisa em Materiais Cerâmicos e Vidros (CERMAT) pela disponibilidade para uso de equipamentos e oportuna colaboração.

À Eletrosul através do Programa P&D ANEEL pelos recursos financeiros disponibilizados para a adequação da bancada dinâmométrica e caracterização dos combustíveis.

À família colombiana do laboratório, Luis Evélio, Renzo, Álvaro, Leonel e William, por tudo o acompanhamento, colaboração e amizade desde minha chegada.

À Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) e ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC) pela oportunidade e apoio administrativo.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de estudo.

A todos os colegas do laboratório pela acolhida e colaboração. Aos colegas Marcos Oro, Eduardo Burin e Marcelo Corbellini por sua ajuda e cooperação em diferentes momentos do mestrado. A Sara pela colaboração atenta e amizade.

A toda a família colombiana em Florianópolis pela acolhida e apoio. Aos demais estrangeiros e brasileiros com os que comparti e fiz amizade.

A todas as pessoas que em diferentes circunstâncias contribuíram no desenvolvimento do trabalho.

"A ciência humana de maneira nenhuma nega a existência de Deus. Quando considero quantas e quão maravilhosas coisas o homem compreende, pesquisa e consegue realizar, então reconheço claramente que o espírito humano é obra de Deus, e a mais notável."

(Galileu Galilei)

RESUMO

A poluição ambiental e os impactos econômicos associados ao uso de combustíveis fósseis tem fomentado o estudo de fontes renováveis de energia. Na geração de energia elétrica em regiões isoladas é comum a utilização de grupos geradores a diesel. Neste cenário a utilização do óleo vegetal ou bio-óleo se apresenta como importante alternativa energética para operação de grupos geradores, tanto na geração distribuída como na geração de eletricidade em regiões isoladas. Três óleos vegetais foram estudados em projeto de pesquisa recentemente concluído no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos (LabCET): óleo de soja, óleo de girassol e óleo de tungue. Neste trabalho em particular é apresentado o estudo experimental e exergético do óleo de soja e sua mistura de 50/50 (v/v) com óleo diesel. O desempenho do motor operando com óleo de soja e também com a mistura foi comparado com o desempenho do motor com óleo diesel. Os testes foram realizados na bancada dinamométrica existente no LabCET com a cooperação técnica do Laboratório de Hardware (LHW), ambos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Os trabalhos experimentais consistiram na caracterização das propriedades físico-químicas dos combustíveis e nos ensaios na bancada dinamométrica. Foram realizadas medições relativas ao consumo de combustível, rotação, torque, potência e emissões dos gases de exaustão (CO, CO₂ e NO_x). O desempenho do motor com cada combustível foi comparado na condição de 1800 rpm. Os resultados foram analisados de acordo com procedimentos estatísticos estabelecidos através de Análise de Variância (ANOVA) e teste *Dunnett*, este em particular para comparação com um combustível padrão. Os trabalhos teóricos se concentraram na avaliação termodinâmica dos combustíveis testados no motor. Entre os resultados obtidos é importante ressaltar o funcionamento satisfatório do motor com óleo de soja, apresentando inclusive um aumento da ordem de 1,3% na eficiência energética como também na eficiência exergética quando comparado com óleo diesel. No caso da mistura, o comportamento da eficiência energética e da eficiência exergética foi similar ao óleo diesel. Adicionalmente, os cálculos termodinâmicos comprovaram similar destruição de exergia na operação do motor com os três combustíveis testados. Os resultados comprovam a viabilidade técnica do óleo de soja no funcionamento de grupos geradores.

Palavras-chave: Motor de combustão interna. Ciclo diesel. Óleo vegetal. Bio-óleo. Óleo diesel.

ABSTRACT

Environmental pollution and economic impacts associated with fossil fuels dependency have fostered the study of renewable energy sources. For electric power generation in remote areas is common to use diesel-generators. In this scenario the use of vegetable oil or bio-oil presents itself as an important energetic alternative to operate generators, both for distributed generation and for electricity generation in remote regions. Three vegetable oils were studied in a research project recently finished at the Combustion and Thermal Systems Engineering Laboratory (LabCET): soybean oil, sunflower oil and tung oil. In the present work an experimental and exergetic study of soybean oil and its blend 50/50 (v/v) with diesel oil is described. The performance of the engine operating with soybean oil, with the blend and with diesel oil was studied. The tests were conducted on a dynamometer bench at LabCET in cooperation with the Hardware Laboratory (LHW), of the Mechanical Engineering Department of Federal University of Santa Catarina. The experimental work consisted of the characterization of physical-chemical properties of fuels, as well as of tests on a dynamometer bench. Measurements included fuel consumption, speed, torque, power and exhaust gas emissions (CO, CO₂ and NO_x). The engine performance with each fuel was evaluated at 1800 rpm. The results were analyzed in accordance with statistic procedures established by Analysis of Variance (ANOVA) and by the Dunnett's test, which is used for comparison with a standard fuel. The theoretical work has focused on thermodynamic assessment of fuels used in the engine. Among the obtained results it is important to note the satisfactory operation of the engine with soybean oil, showing an increase of 1.3% in the energetic efficiency and exergetic efficiency similar when compared to diesel fuel. In the case of the blend, the behavior of the energetic and exergetic efficiencies was similar to that of diesel oil. Furthermore, the thermodynamic calculations showed that the exergy destruction in the engine operation was similar for the three tested fuels. The results demonstrated the technical feasibility of soybean oil in the operation of generators.

Keywords: Internal combustion engine. Diesel cycle. Vegetable oil. Bio-oil. Diesel oil.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama pressão-volume do ciclo diesel ideal.....	42
Figura 2 – Etapas da combustão em um motor diesel.....	43
Figura 3 – Esquema de funcionamento de um dinamômetro.....	46
Figura 4 – Curva de torque e consumo específico de combustível em função da rotação de ensaios com óleo diesel e óleo de girassol.....	56
Figura 5– Eficiência energética do óleo diesel e do óleo de girassol nas rotações de 1000 rpm, 2000 rpm e 3000 rpm.....	56
Figura 6 – Viscosidade cinemática de misturas de óleo de jatrofa com óleo diesel.....	58
Figura 7 – Desenho da bancada experimental.....	71
Figura 8 – Fotografia da bancada experimental.....	71
Figura 9 – Desenho do sistema de alimentação de combustível.....	73
Figura 10 – Desenho do governador e do sistema de injeção mecânica do motor.....	75
Figura 11 – Sistema de medição de emissões nos gases de exaustão....	76
Figura 12 – Interface do programa para controle dos testes em bancada dinamométrica.....	77
Figura 13 – Planejamento experimental de um fator.....	78
Figura 14 – Representação da curva de distribuição F.....	79
Figura 15 – Deformação resultante em um fluido submetido à tensão de cisalhamento na direção x	84
Figura 16 – Viscosímetro de cilindros concêntricos (CERMAT).....	84
Figura 17 – Rotor e copo do viscosímetro de cilindros concêntricos....	85
Figura 18 – (a) Aquecimento da amostra. (b) Medição da massa específica.....	86
Figura 19 – Viscosidade dinâmica em função da temperatura do óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.....	90
Figura 20 – Viscosidade cinemática do óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.....	91
Figura 21 – Massa específica em função da temperatura do óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.....	92
Figura 22 – Torque em função da rotação do motor diesel de teste operando com óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.....	98
Figura 23 – Potência em função da rotação do motor diesel de teste operando com óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.....	99
Figura 24 – Diferença porcentual da potência entregue pelo motor operando com óleo 100S e mistura 50S/50D em comparação com óleo 100D.....	99

Figura 25 – Teste <i>Dunnnett</i> correspondente à média da potência do motor operando com óleo 100S e mistura 50S/50D relativamente ao óleo 100D como combustível padrão.	101
Figura 26 – Consumo específico em função da rotação do motor (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).	102
Figura 27 – Consumo de combustível por ciclo em função da rotação do motor (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).	102
Figura 28 – Teste <i>Dunnnett</i> correspondente à média do consumo específico do motor operando com óleo 100S e mistura 50S/50D relativamente ao óleo 100D como combustível padrão.	105
Figura 29 – Diferença porcentual do consumo específico em função da rotação com óleo 100S e mistura 50S/50D em comparação com óleo 100D.	105
Figura 30 – Emissões de mgCO/kWh em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	106
Figura 31 – Emissões de gCO/kgC combustível em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	107
Figura 32 – Relação ar/combustível para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	108
Figura 33 – Emissões de gCO ₂ /kWh em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	109
Figura 34 – Emissões de mgNO _x /kWh em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	110
Figura 35 – Temperatura dos gases de exaustão em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	111
Figura 36 – Volume de controle definido para o motor de combustão interna.	112
Figura 37 – Balanço de energia no motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).	117
Figura 38 – Eficiência energética no motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).	118
Figura 39 – Eficiência energética em função da rotação do motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.	119
Figura 40 – Eficiência volumétrica em função da rotação do motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.	120
Figura 41 – Balanço de exergia no motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).	122
Figura 42 – Eficiência exergética no motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).	122
Figura 43 – Destruição de exergia na operação do motor com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).	123

Figura 44 – Exergia associada aos gases de exaustão na operação do motor com óleos 100S, 50S/50D e 100D a 1800 rpm.	123
Figura 45 – Eficiência exergética e emissões de CO em função da rotação (óleos 100S, 50S/50D e 100D).	125
Figura B.1 – Viscosidade em função da temperatura de todos os combustíveis testados.	146
Figura B.2 – Potência em função da rotação para todos os combustíveis testados.	154
Figura B.3 – Consumo específico de combustível em função da rotação para todos os combustíveis testados.	155
Figura B.4 – Emissões de CO em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	159
Figura B.5 – Emissões de CO ₂ em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	160
Figura B.6 – Emissões de NO _x em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	160
Figura B.7 – Temperatura dos gases de exaustão em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.	161
Figura C.1 – Teste de variâncias iguais para os dados de potência a 1800 rpm.	165
Figura C.2 – Teste de normalidade para os dados de potência do óleo 100S (1800 rpm).	166
Figura C.3 – Teste de normalidade para os dados de potência da mistura 50S/50D (1800 rpm).	166
Figura C.4 – Teste de normalidade para os dados de potência do óleo 100D (1800 rpm).	167
Figura C.5 – Teste de variâncias iguais para os dados de consumo específico a 1800 rpm.	167
Figura C.6 – Teste de normalidade para consumo específico do óleo 100S (1800 rpm).	168
Figura C.7 – Teste de normalidade para consumo específico da mistura 50S/50D (1800 rpm).	168
Figura C.8 – Teste de normalidade para consumo específico do óleo 100D (1800 rpm).	169
Figura C.9 – Teste de variâncias iguais para os dados de eficiência energética a 1800 rpm.	169
Figura C.10 – Teste de normalidade para eficiência energética do óleo 100S (1800 rpm).	170

Figura C.11 – Teste de normalidade para eficiência energética da mistura 50S/50D (1800 rpm).....	170
Figura C.12 – Teste de normalidade para eficiência energética do óleo 100D (1800 rpm).....	171
Figura D.1 – Teste <i>Dunnett</i> da eficiência energética a 1800 rpm com óleos 100S, 50S/50D e 100D.....	175
Figura E.1 – Variação da viscosidade dinâmica do óleo lubrificante SAE 40 para diferentes horas de trabalho.....	182
Figura E.2 – Massa específica do óleo lubrificante SAE 40 para diferentes horas de trabalho.....	183
Figura E.3 – Consumo específico em função da pressão de injeção para	185
Figura E.4 – Consumo específico em função do ponto de injeção para	185

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Problemas na operação do motor diesel com óleos vegetais.	52
Tabela 2 – Resultados de ensaios com óleo de girassol e óleo diesel.	55
Tabela 3 – Propriedades físico-químicas de diferentes combustíveis testados.	61
Tabela 4 – Nomenclatura para os combustíveis testados.	70
Tabela 5 – Especificações do motor diesel de teste.	74
Tabela 6 – Modelo de uma tabela de resultados de teste ANOVA.	79
Tabela 7 – Poder calorífico inferior de óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.	92
Tabela 8 – Número de cetano do óleo 100D e óleo 100S segundo a literatura.	93
Tabela 9 – Composição mássica de carbono, hidrogênio, nitrogênio, oxigênio e enxofre para o óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.	94
Tabela 10 – Ponto de fulgor de óleo 100S e óleo 100D.	94
Tabela 11 – Microrresíduo de carbono de óleo 100S e óleo 100D.	95
Tabela 12 – Estabilidade à oxidação do óleo 100S.	95
Tabela 13 – Resultados de potência a 1800 rpm (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).	100
Tabela 14 – Resultados do teste ANOVA dos valores de potência a 1800 rpm do motor operando com óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.	100
Tabela 15 – Resultados do consumo específico para a rotação de 1800 rpm (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).	104
Tabela 16 – Resultados do teste ANOVA dos valores relativos ao consumo específico para 1800 rpm (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).	104
Tabela 17 – Frações molares de referência.	116
Tabela A.1 – Incertezas expandidas das medições nos testes com óleo 100S.	139
Tabela A.2 – Incertezas expandidas das medições nos testes com mistura 50S/50D.	139
Tabela A.3 – Incertezas expandidas das medições nos testes com óleo 100D.	140
Tabela A.4 – Incertezas expandidas das medições nos testes com óleo 100G.	140
Tabela A.5 – Incertezas expandidas das medições nos testes com mistura 50G/50D.	141

Tabela A.6 – Incertezas expandidas das medições nos testes com óleo 100T.....	141
Tabela A.7 – Incertezas expandidas das medições nos testes com mistura 50T/50D.....	141
Tabela B.1 – Resultados do ensaio de viscosidade dinâmica do óleo 100S.....	143
Tabela B.2 – Resultados do ensaio de viscosidade dinâmica da mistura 50S/50D.....	143
Tabela B.3 – Resultados do ensaio de viscosidade dinâmica do óleo 100D.....	144
Tabela B.4 – Viscosidade dinâmica do óleo de girassol e misturas com óleo diesel.....	144
Tabela B.5 – Viscosidade dinâmica do óleo de tungue e misturas com óleo diesel.....	145
Tabela B.6 – Viscosidade dinâmica do óleo de soja e misturas com óleo diesel.....	145
Tabela B.7 – Massa específica do óleo 100S a diferentes temperaturas.....	146
Tabela B.8 – Massa específica da mistura 50S/50D a diferentes temperaturas.....	147
Tabela B.9 – Massa específica dos óleos 100S, 50S/50D e 100D.....	147
Tabela B.10 – Massa específica do óleo de girassol e misturas com óleo diesel.....	148
Tabela B.11 – Massa específica do óleo de tungue e misturas com óleo diesel.....	148
Tabela B.12 – Massa específica do óleo de soja e misturas com óleo diesel.....	149
Tabela B.13 – Resultados de poder calorífico superior e poder calorífico inferior para todos os óleos testados.....	149
Tabela B.14 – Resultados experimentais do torque do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.....	150
Tabela B.15 – Resultados experimentais da potência do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.....	151
Tabela B.16 – Resultados da vazão de combustível do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.....	151
Tabela B.17 – Resultados do consumo específico do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.....	152
Tabela B.18 – Massa de combustível por ciclo do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.....	152

Tabela B.19 – Resultados de torque e potência do motor operando com óleo 100G e mistura 50G/50D.....	153
Tabela B.20 – Resultados de torque e potência do motor operando com óleo 100T e mistura 50T/50D.	153
Tabela B.21 – Resultados de vazão e consumo específico de combustível do motor operando com óleo 100G e mistura 50D/50D.	154
Tabela B.22 – Resultados de vazão e consumo específico de combustível do motor operando com óleo 100T e mistura 50T/50D..	155
Tabela B.23 – Emissões nos gases de exaustão com óleo 100S.....	156
Tabela B.24 – Emissões nos gases de exaustão com mistura 50S/50D.	156
Tabela B.25 – Emissões nos gases de exaustão com óleo 100D.....	157
Tabela B.26 – Emissões nos gases de exaustão com óleo 100G.....	157
Tabela B.27 – Emissões nos gases de exaustão com mistura 50G/50D.	158
Tabela B.28 – Emissões nos gases de exaustão com óleo 100T.	158
Tabela B.29 – Emissões nos gases de exaustão com mistura 50T/50D.	158
Tabela B.30 – Emissões calculadas dos gases de exaustão na operação do motor com óleo 100S.	161
Tabela B.31 – Emissões calculadas dos gases de exaustão na operação do motor com mistura 50S/50D.	162
Tabela B.32 – Emissões calculadas dos gases de exaustão na operação do motor com óleo 100D.....	162
Tabela B.33 – Resultados da eficiência volumétrica, razão de equivalência, pressão dos gases de exaustão e relação ar/combustível para a operação do motor com óleo 100S.	163
Tabela B.34 – Resultados da eficiência volumétrica, razão de equivalência, pressão dos gases de exaustão e relação ar/combustível para a operação do motor com mistura 50S/50D.	164
Tabela B.35 – Resultados da eficiência volumétrica, razão de equivalência, pressão dos gases de exaustão e relação ar/combustível para a operação do motor com óleo 100D.....	164
Tabela D.1 – Resultados do balanço de energia em função da rotação para óleo 100S.....	173
Tabela D.2 – Resultados do balanço de energia em função da rotação para mistura 50S/50D.....	173
Tabela D.3 – Resultados do balanço de energia em função da rotação para óleo 100D.	174

Tabela D.4 – Resultados do balanço de energia a 1800 rpm para óleo 100S.	174
Tabela D.5 – Resultados do balanço de energia a 1800 rpm para mistura 50S/50D.	174
Tabela D.6 – Resultados do balanço de energia a 1800 rpm para óleo 100D.	175
Tabela D.7 – Resultado do teste ANOVA da eficiência energética a 1800 rpm.	175
Tabela D. 8 – Resultado do teste ANOVA da energia dos gases de exaustão a 1800 rpm.	176
Tabela D.9 – Resultados do balanço de exergia em função da rotação com óleo 100S.	176
Tabela D.10 – Resultados do balanço de exergia em função da rotação com mistura 50S/50D.	177
Tabela D.11 – Resultados do balanço de exergia em função da rotação com óleo 100D.	177
Tabela D.12 – Resultados do balanço de exergia a 1800 rpm para o óleo 100S.	178
Tabela D.13 – Resultados do balanço de exergia a 1800 rpm para mistura 50S/50D.	178
Tabela D.14 – Resultados do balanço de exergia a 1800 rpm para óleo 100D.	178
Tabela D.15 – Resultado do teste ANOVA da eficiência exergética a 1800 rpm.	179
Tabela D.16 – Resultado do teste ANOVA da exergia destruída a 1800 rpm.	179
Tabela D. 17 – Resultado do teste ANOVA da exergia associada aos gases de exaustão a 1800 rpm.	179
 Tabela E.1 – Variação da viscosidade dinâmica do óleo lubrificante SAE 40 para diferentes horas de trabalho.	 182

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANOVA	Análise de Variância
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás natural e Biocombustíveis
APMS	Antes do Ponto Morto Superior
BEN	Balanco Energético Nacional
CA	Ângulo do virabrequim (<i>Crankshaft Angle</i>)
CCD	Projeto central composto (<i>Central Composite Design</i>)
CERMAT	Núcleo de Pesquisa em Materiais Cerâmicos e Vidros
EES	<i>Software Engineering Equation Solver</i>
EHN	2-etil-hexil nitrato (<i>2-ethylhexyl nitrate</i>)
FAME	Éster metílico de ácido graxo (<i>Fatty Acid Methyl Ester</i>)
INT	Instituto Nacional de Tecnologia
LabCET	Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
NTC	Coefficiente negativo de temperatura (<i>Negative Temperature Coefficient</i>)
PBDF	Óleo diesel (<i>Petroleum Based Diesel Fuel</i>)
PCSO	Óleo de girassol pré-aquecido (<i>Preheated Crude Sunflower Oil</i>)
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PNPB	Programa Nacional de Produção e Uso de Biodiesel
RME	Éster metílico de colza (<i>Rapeseed Methyl Ester</i>)
SME	Éster metílico de soja (<i>Soybean Methyl Ester</i>)
TECPAR	Instituto de Tecnologia do Paraná

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

p	Pressão	[Pa]
V	Volume	[m ³]
r_c	Relação de compressão	
V_d	Volume de deslocamento do pistão	[cm ³]
V_1	Volume máximo no cilindro	[cm ³]
V_2	Volume mínimo no cilindro	[cm ³]
W_i	Trabalho indicado	[J]
p_{mi}	Pressão média indicada	[MPa]
\dot{W}_i	Potência indicada	[W]
N	Rotação do motor	[rpm]
n_p	Número de rotações do eixo do motor por curso de potência	
T_i	Torque indicado	[Nm]
\dot{W}_s	Potência efetiva ou potência de saída	[kW]
T_s	Torque efetiva ou torque de saída	[Nm]
CEC	Consumo específico de combustível	[g/(kWh)]
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível	[kg/s]
m_a	Massa de ar	[kg]
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
CO	Monóxido de carbono	[ppm]
CO ₂	Dióxido de carbono	[%]
O ₂	Oxigênio	[%]
HC	Hidrocarbonetos não queimados	[ppm]
NO _x	Óxidos de nitrogênio	[ppm]
NO	Monóxido de nitrogênio	[ppm]
T_{ref}	Temperatura de referência	[°C]
p_{ref}	Pressão de referência	[Pa]
\dot{Q}_k	Taxa de transferência de calor na fronteira do volume de controle	[W]
T_k	Temperatura da fronteira do volume de controle	[°C]
\dot{W}	Potência no volume de controle	[W]

\dot{m}_e	Taxa da massa de entrada ao volume de controle	[kg/s]
\dot{m}_s	Taxa da massa de saída do volume de controle	[kg/s]
e_e	Exergia de escoamento de um fluxo de massa que entra ao volume de controle	[kJ/kg]
e_s	Exergia de escoamento de um fluxo de massa que sai do volume de controle	[kJ/kg]
\dot{E}_D	Exergia destruída	[kW]
E	Exergia	[kW]
t	Tempo	[s]
e^{kn}	Exergia cinética específica	[kJ/kg]
e^{pt}	Exergia potencial específica	[kJ/kg]
v	Velocidade de um corpo	[m/s]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
z	Posição relativa de um corpo	[m]
e^{ph}	Exergia física específica	[kJ/kg]
h_o	Entalpia específica no estado de referência	[kJ/kg]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
s_o	Entropia específica no estado de referência	[kJ/(kg.K)]
s	Entropia específica	[kJ/(kg.K)]
e^{ch}	Exergia química específica	[kJ/kg]
c	Número de átomos de carbono do combustível	
h	Número de átomos de hidrogênio do combustível	
o	Número de átomos de oxigênio do combustível	
\dot{S}_{ger}	Entropia gerada	[kW/K]
R	Produto de um processo, avaliado em termo de exergia	[W]
G	Recurso consumido em um processo, avaliado em termo de exergia	[W]
k_i	Custo exerético unitário	[W/W]
100S	100% óleo de soja	

50S/50D	Mistura em volume de 50% óleo soja e 50% óleo diesel
100D	100% óleo diesel
H_o	Hipótese nula
H_a	Hipótese alternativa
$\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_i$	Média dos dados de um grupo ou tratamento
F	Teste estatístico de distribuição F
QM_{trat}	Quadrado médio de um tratamento no teste F
QM_{erro}	Quadrado médio do erro no teste F
p	Probabilidade
gl	Graus de liberdade
M	Número de pontos experimentais
l	Número de tratamentos ou níveis de um fator de experimentação
SQ	Soma de quadrados para o teste ANOVA
$s^2(\bar{x})$	Variância da média global
\bar{x}	Média global
\bar{x}_j	Média das observações de um dia
J	Número de ensaios
$u_A(x)$	Incerteza tipo A da variável x
$u_B(x)$	Incerteza tipo B da variável x
$u_C(x)$	Incerteza combinada da variável x
$u_i(x)$	Fonte de incerteza da variável x
f	Variável de medição indireta definida em função de outras variáveis x
k_p	Fator de abrangência
$U(x)$	Incerteza expandida da variável x
l_{ef}	Graus de liberdade efetivos da incerteza combinada
$l_{ef,A}$ e	Graus de liberdade efetivos da incerteza tipo A e tipo B
$l_{ef,B}$	
m	Massa

[kg]

PCS	Poder calorífico superior	[kJ/kg]
C	Carbono	
H	Hidrogênio	
S	Enxofre	
O	Oxigênio	
N	Nitrogênio	
H_2O	Água	
AC	Relação ar/combustível	[kg /kg]
\dot{Q}_a	Potência dissipada em forma de calor	[kW]
\dot{n}_{comb}	Vazão molar do combustível	[kmol/s]
\bar{h}_g	Entalpia específica dos gases de exaustão	[kJ/kmol]
\bar{h}_{comb}	Entalpia específica do combustível	[kJ/kmol]
\bar{h}_{ar}	Entalpia específica do ar	[kJ/kmol]
$\bar{h}_{f,comb}^\circ$	Entalpia de formação do combustível no estado de referência	[kJ/kmol]
\bar{C}_p	Calor específico do combustível	[kJ/(kmol.K)]
T_{comb}	Temperatura do combustível	[°C]
$C_c H_h O_o$	Representação de 1 kmol de combustível	
a, b, d, e	Coefficientes estequiométricos	
\bar{h}_{f,CO_2}°	Entalpia de formação de CO ₂ no estado de referência	[kJ/kmol]
\bar{h}_{f,H_2O}°	Entalpia de formação de H ₂ O no estado de referência	[kJ/kmol]
\bar{h}_{f,N_2}°	Entalpia de formação de N ₂ no estado de referência	[kJ/kmol]
\bar{h}_{f,O_2}°	Entalpia de formação de O ₂ no estado de referência	[kJ/kmol]
\bar{h}_m	Entalpia de uma mistura gasosa	[kJ/kmol]
\bar{h}_i	Entalpia da espécie i de uma mistura	[kJ/kmol]
n_i	Número de moles da espécie i / kmol de combustível	
y_{O_2}	Fração molar de O ₂ no ar	
y_{N_2}	Fração molar de N ₂ no ar	
y_{H_2O}	Fração molar de H ₂ O no ar	
m_{comb}	Massa de combustível	[kg]

\dot{Q}_g	Potência dissipada nos gases de exaustão	[kW]
\bar{e}_{comb}	Exergia de escoamento do combustível	[kJ/kmol]
\bar{e}_{ar}	Exergia de escoamento do ar	[kJ/kmol]
\bar{e}_g	Exergia de escoamento dos gases de exaustão	[kJ/kmol]
\dot{W}_{ent}	Potência de entrada no volume de controle	[kW]
T_m	Temperatura média do motor	[°C]
$T_{entrada}$	Temperatura da entrada da água de resfriamento do motor	[°C]
T_{saida}	Temperatura da saída da água de resfriamento do motor	[°C]
\bar{e}_{comb}^{ch}	Exergia química específica do combustível	[kJ/kmol]
\bar{e}_g^{th}	Exergia física específica dos gases de exaustão	[kJ/kmol]
$\bar{h}_i(T)$	Entalpia específica da espécie i na temperatura T	[kJ/kmol]
$\bar{h}_{o,i}$	Entalpia específica da espécie i no estado de referência	[kJ/kmol]
$\bar{s}_{(T,p_{ref}),i}$	Entropia específica da espécie i na temperatura T e na p_{ref}	[kJ/(kmol.K)]
$\bar{s}_{o,i}$	Entropia específica da espécie i no estado de referência	[kJ/(kmol.K)]
T	Temperatura	[°C]
p_i	Pressão parcial da espécie i de uma mistura gasosa	[Pa]
\bar{R}	Constante universal dos gases	[kJ/(kmol.K)]
\bar{e}_g^{ch}	Exergia química específica dos gases de exaustão	
y_i	Fração parcial molar de uma espécie i de uma mistura gasosa	
y_i^e	Fração parcial molar de uma espécie i no ambiente de referência	
\dot{E}_{ent}	Exergia de entrada no volume de controle	[kW]
A_p	Área do pistão	[m ²]
S_p	Velocidade do pistão	[m/s]

T_g	Temperatura de gases de exaustão	[°C]
$100G$	100% óleo de girassol	
$50G/50D$	Mistura em volume de 50% óleo girassol e 50% óleo diesel	
$100T$	100% óleo de tungue	
$50T/50D$	Mistura em volume de 50% óleo tungue e 50% óleo diesel	
$y_{CO_2,s}$	Fração molar de CO ₂ nos gases de exaustão, base seca	
$y_{CO_2,u}$	Fração molar de CO ₂ nos gases de exaustão, base úmida	
$y_{H_2O,g}$	Fração molar de H ₂ O nos gases de exaustão, base úmida	
$y_{N_2,g}$	Fração molar de N ₂ nos gases de exaustão, base úmida	
$y_{O_2,g}$	Fração molar de O ₂ nos gases de exaustão, base úmida	
p_g	Pressão dos gases de exaustão	[Pa]
p	Pressão do ar na admissão	[Pa]
\dot{E}_g	Exergia associada aos gases de exaustão	[kW]
\dot{E}_a	Exergia associada ao calor trocado	[kW]

Alfabeto grego

θ	Ângulo do virabrequim	
ω	Velocidade angular	[rad/s]
η_m	Eficiência mecânica	
η_v	Eficiência volumétrica	
ρ_a	Massa específica do ar	[kg/m ³]
η	Eficiência energética	
ε	Eficiência exergetica	
α	Nível de significância	
∂	Derivada parcial	
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
τ	Tensão de cisalhamento	[Pa]

ν	Viscosidade cinemática	[mm ² /s]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ϕ	Razão de equivalência	
λ_{min}	Quantidade estequiométrica de oxigênio	[kmol]
ρ_m	Massa específica, mistura de líquidos	[kg/m ³]
ρ_1, ρ_2	Massa específica dos dois componentes de uma mistura binária	[kg/m ³]
φ	Relação volumétrica do componente 1 de uma mistura binária	
γ	Razão de calores específicos	

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	37
1.1 OBJETIVOS	39
1.1.1 Objetivo Geral.....	39
1.1.2 Objetivos Específicos	39
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	41
2.1 MOTOR DIESEL	41
2.2 EMISSÕES DO PROCESSO DE COMBUSTÃO	47
2.3 COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS EM MOTORES DIESEL	48
2.3.1 Óleo diesel.....	49
2.3.2 Biocombustíveis.....	50
2.3.2.1 Óleos vegetais	50
2.3.2.2 Biodiesel.....	59
2.4 ANÁLISE TERMODINÂMICA	63
2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	67
3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	69
3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	70
3.1.1 Sistema de alimentação de combustível	72
3.1.2 Motor de combustão interna.....	74
3.1.3 Medição de emissões	75
3.1.4 Sistema de controle e aquisição de dados.....	76
3.2 ANÁLISE ESTATÍSTICA DOS RESULTADOS	77
3.3 INCERTEZAS DAS MEDIÇÕES	80
4 CARATERIZAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS	83
4.1 PROCEDIMENTOS DE MEDIÇÃO	83
4.2 PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS	90
5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES.....	97
5.1 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS	97
5.1.1 Torque máximo	97
5.1.2 Potência.....	98
5.1.3 Consumo específico.....	101

5.2 EMISSÕES.....	106
5.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	111
5.3.1 Balanço da primeira lei da termodinâmica	116
5.3.2 Balanço da segunda lei da termodinâmica	121
5.4 RESULTADOS COMPLEMENTARES.....	126
5.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	126
6 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	129
REFERÊNCIAS.....	131
APÊNDICE A - Incertezas das medições.....	139
APÊNDICE B - Resultados experimentais	143
B.1 PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DOS COMBUSTÍVEIS	143
B.1.1 Viscosidade dinâmica.....	143
B.1.2 Massa específica	146
B.1.3 Poder calorífico	149
B.2 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS	150
B.3 EMISSÕES	156
B.4 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	163
APÊNDICE C - Testes estatísticos preliminares.....	165
APÊNDICE D - Resultados da análise termodinâmica	173
D.1 BALANÇO DE ENERGIA	173
D.1.1 Análise estatística do balanço energético	175
D.2 BALANÇO DE EXERGIA	176
D.2.1 Análise estatística do balanço exergético	179
APÊNDICE E - Trabalhos complementares	181
E.1 TESTES COM ÓLEO DE GIRASSOL E ÓLEO DE TUNGUE.....	181
E.2 TESTE NO GRUPO GERADOR	181
E.3 TESTE DE INJEÇÃO ELETRÔNICA	183
ANEXO A – Óleo diesel comercializado no Brasil.....	187
ANEXO B - Especificações dos equipamentos de medição	189

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento no mundo está fortemente relacionado às fontes de energias. Desde o início da era industrial, a principal fonte de energia tem sido os combustíveis de origem fóssil como carvão e derivados do petróleo. Em épocas de guerra ou de crise de petróleo (décadas quarenta, setenta e oitenta), o impacto sobre o preço dos combustíveis tem motivado a busca de alternativas energéticas. Adicionalmente, a crescente preocupação pelo meio ambiente com maiores restrições nas emissões contaminantes enfatizou a necessidade de novas fontes de energia.

Nas últimas décadas tem-se observado uma atenção crescente no desenvolvimento de combustíveis obtidos a partir de recursos renováveis denominados biocombustíveis (etanol, bio-óleos, biodiesel, etc), que representam alternativas energéticas menos agressivas à natureza. A maioria dos recursos energéticos consumidos atualmente não são renováveis, favorecem a geração de gases de efeito estufa e impactam negativamente no meio ambiente. O desenvolvimento dos biocombustíveis a partir de óleos de origem vegetal trouxe interesse dos pesquisadores em estudar a sua aplicabilidade direta ou indireta em motores de combustão interna. A aplicabilidade indireta corresponde à transformação do óleo vegetal em biodiesel através do processo de transesterificação.

No Laboratório de Combustão e Energia de Sistemas Térmicos (LabCET) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) foi desenvolvido o projeto P&D ANEEL intitulado “Estudo da utilização de bio-óleos em motores diesel para geração termelétrica distribuída”. No estudo foram avaliados três óleos vegetais: soja, girassol e tungue. Esta dissertação concentra-se na análise da operação do motor diesel com óleo de soja, óleo diesel e sua mistura de 50% em volume com óleo diesel.

O óleo de soja é um óleo vegetal de uso alimentício produzido a partir do grão da soja. O cultivo da soja é desenvolvido em muitas regiões do Brasil, apresentando a maior produção na região sul. Este óleo pode ser extraído por extrusão ou prensado e em razão do uso alimentício os processos de extração são cada vez mais industrializados. O óleo utilizado foi azeite vegetal *in natura*, ou seja, sem nenhum processo de refinação, adquirido de um produtor do estado de Santa Catarina.

Os trabalhos experimentais consideraram a caracterização das propriedades físico-químicas e teste na bancada dinamométrica. De

forma complementar, foi realizada a avaliação termodinâmica da operação do motor com óleo diesel, óleo de soja e sua mistura de 50% em volume com óleo diesel.

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre o motor de combustão interna de ciclo diesel, sua operação com biocombustíveis e a análise termodinâmica aplicada na avaliação de um motor diesel.

O Capítulo 3 descreve o procedimento experimental com ênfase nos testes no motor realizados na bancada dinamométrica do LabCET, na análise estatística dos resultados e na avaliação das incertezas de medição. A bancada dinamométrica encontra-se instalada em sala climatizada e assistida por um sistema de monitoramento e aquisição de dados. Para garantir qualidade no levantamento dos dados foi realizado um trabalho completo do sistema de controle e aquisição de dados com a cooperação técnica do Laboratório de Hardware (LHW) da UFSC. O motor diesel em testes é monocilíndrico de injeção direta, marca Yanmar com 14,7 kW (20 CV) de potência nominal.

O teste direto no motor de um óleo vegetal ou misturas com óleo diesel requer a aproximação de suas propriedades físico-químicas às propriedades do óleo diesel. O conhecimento destas propriedades é importante como fase preliminar da experimentação no motor. No Capítulo 4 é apresentada a caracterização das propriedades físico-químicas dos combustíveis testados. Os resultados mostraram as temperaturas requeridas para garantir viscosidades equivalentes ao óleo diesel, evidenciando a necessidade de aquecimento do óleo vegetal e da mistura antes da sua entrada na bomba injetora do motor.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados dos testes na bancada dinamométrica e as discussões sobre o desempenho do motor com os três combustíveis testados. Este capítulo está dividido em quatro seções: resultados da experimentação na bancada dinamométrica, resultados de emissões, desenvolvimento da análise termodinâmica e testes complementares com grupo gerador e injeção eletrônica. A análise termodinâmica foi baseada na primeira e segunda lei da termodinâmica. A primeira lei quantifica a energia do processo. A segunda lei qualifica o processo, identificando as irreversibilidades e oportunidades de melhoria do sistema. Resultados complementares são também apresentados para óleo de girassol e tungue, demonstrando comportamento térmico relativamente similar aos resultados obtidos com óleo de soja.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Analisar o desempenho de um motor diesel utilizando óleo vegetal como alternativa energética.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Caracterizar as propriedades físico-químicas do óleo de soja.
- Testar o motor em bancada dinamométrica utilizando óleo diesel, óleo de soja e sua mistura de 50/50 v/v com óleo diesel.
- Determinar com cada combustível testado, os parâmetros de desempenho do motor (torque, potência, consumo específico de combustível, eficiência energética) e as emissões.
- Realizar uma análise exérgica do sistema operando com cada combustível testado.
- Comparar resultados para uma condição pré-estabelecida de rotação do motor.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diversos estudos sobre combustíveis alternativos em motores diesel têm sido desenvolvidos nas últimas décadas. O interesse de encontrar um combustível de origem renovável, ambientalmente amigável e de bom potencial energético tem motivado o estudo da aplicabilidade de óleos vegetais ou de biodiesel, empregando-os 100% puros ou misturados com óleo diesel. A revisão bibliográfica aqui apresentada relaciona estudos de motores de combustão interna com óleo diesel e combustíveis alternativos. Nos estudos são abordadas questões sobre aplicabilidade, desempenho do motor, emissões e problemas relativos à utilização destes combustíveis alternativos. A formulação aqui apresentada fundamenta os procedimentos de testes e análise dos combustíveis utilizados neste trabalho. A fundamentação da análise termodinâmica utilizada para avaliar os diferentes combustíveis testados em um motor é também apresentada.

2.1 MOTOR DIESEL

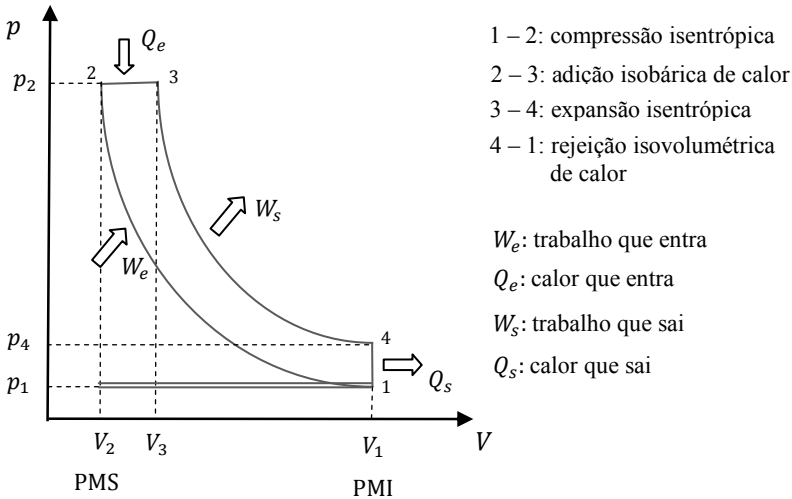
O primeiro motor diesel ou motor de ignição por compressão foi desenvolvido por Rudolph Diesel em torno do ano de 1892 (GIACOSA, 1970). O motor diesel é uma máquina de combustão interna. A ignição do combustível ocorre espontaneamente ao ser injetado no ar comprimido dentro da câmara de combustão. De forma geral os motores diesel podem ser classificados segundo a aplicação, sistema de injeção, disposição dos cilindros, relação de compressão e cilindrada. A relação de compressão simbolizada como r_c é a relação do volume máximo e volume mínimo do cilindro. A cilindrada simbolizada como V_d é definida como o volume de deslocamento do pistão em um curso durante o ciclo.

De acordo com a aplicação, os motores diesel podem ser classificados em estacionários (usados em geradores, bombas ou máquinas de rotação constante), veiculares (veículos de transporte), industriais (tratores, máquinas de construção civil e mineração) e marítimos (barcos ou máquinas de uso naval).

A injeção em motores diesel pode ser direta ou indireta. Na injeção direta o combustível é injetado no volume principal do cilindro. Na indireta, é injetado em uma pré-câmara de combustão auxiliar, onde se mistura com ar antes de ingressar no volume principal do cilindro. O ciclo termodinâmico ideal do motor diesel é executado em quatro

processos: compressão isentrópica, adição isobárica de calor, expansão isentrópica, rejeição isovolumétrica de calor. A Figura 1 ilustra o diagrama de pressão-volume de um ciclo diesel ideal.

Figura 1 – Diagrama pressão-volume do ciclo diesel ideal.



O motor diesel de maior aplicação em diferentes áreas é o motor de quatro tempos, em que o ciclo se desenvolve em quatro movimentos alternativos do pistão, o que equivale a duas rotações do virabrequim. Outros motores diesel são conhecidos como motores de dois tempos, que realizam todo o ciclo em uma única rotação do eixo, ou dois cursos do pistão. Um ciclo diesel real quatro tempos consiste nos seguintes cursos:

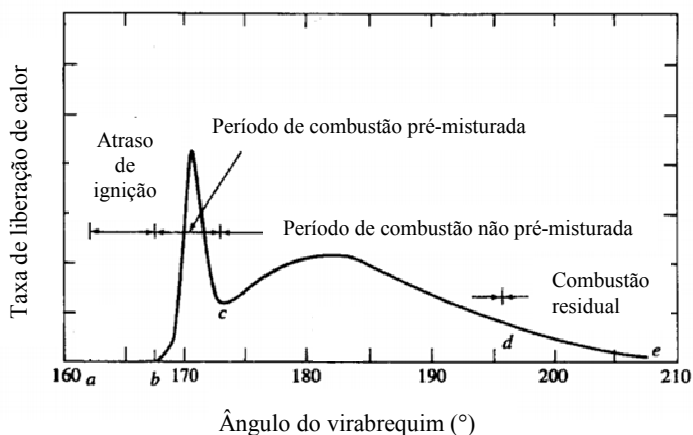
- **Admissão.** A válvula de admissão abre e o ar é introduzido no cilindro enquanto o pistão desce desde o ponto morto superior (PMS) até o ponto morto inferior (PMI), fazendo o volume variar de V_2 até V_1 .
- **Compressão.** Com a válvula de admissão fechada o pistão regressa ao PMS, comprimindo o ar e aumentando sua pressão e também sua temperatura para valores da ordem de 600°C.
- **Combustão e expansão.** Ao ser injetado, o combustível é atomizado em pequenas gotas no interior do cilindro e ao contato com o ar aquecido inicia sua autoignição. A câmara de

combustão é projetada sobre a cabeça do pistão. Esta fase de combustão ou de introdução de calor é teoricamente realizada a pressão constante, pois as gotículas de combustível são injetadas no cilindro ao tempo em que o pistão inicia a etapa de expansão. O pistão desce até o PMI completando a etapa de potência ou de expansão.

- **Exaustão.** A válvula de exaustão abre e o pistão volta ao PMS expulsando os gases da combustão. Finalmente a válvula de exaustão se fecha para iniciar um novo ciclo.

O processo de combustão do motor envolve quatro etapas, consistindo de retardo ou atraso de ignição, combustão pré-misturada, combustão não pré-misturada e combustão residual. Estas etapas são explicadas na curva de taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim (θ), conforme ilustrado na Figura 2.

Figura 2 – Etapas da combustão em um motor diesel.



FONTE: Heywood (1988).

O retardo de ignição compreende o tempo entre o início da injeção e o início da ignição. No período de combustão pré-misturada, o combustível misturado com o ar que atingiu seus limites de inflamabilidade durante o período de retardo de ignição, queima rapidamente. Apresenta-se uma taxa alta de liberação de calor (ponto máximo da figura). Na combustão não pré-misturada (combustão

controlada pela mistura), a queima é controlada pela taxa de formação de mistura inflamável. Esta taxa está influenciada pela atomização do combustível, vaporização, mistura do vapor de combustível com ar e reações químicas da pré-chama. Novamente, a taxa de liberação de calor atinge um ponto máximo, mas inferior ao ponto máximo de taxa de liberação de calor do período de combustão pré-misturada. Deste ponto em diante a taxa diminui até a combustão residual. Na combustão residual, a taxa de liberação de calor cai até o início do curso de expansão. Nos gases da combustão ainda há produtos que não queimaram completamente. A queda de temperatura durante o curso de expansão desacelera a cinética química das reações.

Na avaliação do desempenho de um motor diesel são estudados parâmetros como trabalho, torque, potência, consumo específico de combustível, eficiência energética e eficiência volumétrica. Os conceitos básicos estão amplamente apresentados na literatura clássica sobre motores de combustão interna como Obert (1966), Taylor (1968) e Heywood (1988).

A pressão dos gases exercida sobre a cabeça do pistão produz o trabalho indicado. No início da expansão a pressão é constante, mas cai devido à variação do volume com o deslocamento do pistão até o PMI. O trabalho indicado do ciclo do motor, W_i , é calculado pela integração da curva representada no diagrama pressão–volume (Figura 1):

$$W_i = \oint p(V) dV \quad (2.1)$$

A pressão média indicada p_{mi} é definida como a pressão teórica que aplicada sobre o pistão durante seu curso de expansão produzirá o mesmo trabalho indicado W_i correspondente ao ciclo completo. Partindo desta pressão pode ser determinada a potência indicada, a qual é definida como a potência total liberada no interior do cilindro. Assim:

$$\dot{W}_i = \frac{p_{mi} V_d N}{60 n_p} \quad (2.2)$$

onde \dot{W}_i representa a potência indicada expressa em (W), N a velocidade de rotação do motor em (rpm), p_{mi} a pressão média indicada em (MPa), V_d a cilindrada do motor em (cm³) e n_p o número de rotações do eixo principal por cada curso de potência, ou seja, 2 para motores de quatro tempos e 1 para motores de dois tempos.

O torque do motor está relacionado com a potência de acordo com a seguinte expressão:

$$\dot{W}_i = T_i \omega \quad (2.3)$$

onde T_i representa o torque indicado em (Nm), ω a velocidade angular em (rad/s).

No funcionamento do motor, parte da potência indicada é utilizada para acionar os componentes mecânicos e para vencer a resistência gerada pelo atrito. A potência real desenvolvida no eixo do motor ou potência efetiva (também denominada de potência de saída, potência útil ou potência de freio) é representada por \dot{W}_s . A razão da potência efetiva e da potência indicada é denominada eficiência mecânica, representada por η_m .

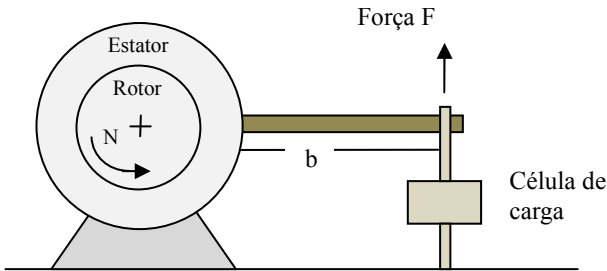
Para determinar o trabalho indicado por ciclo é necessária a instalação de um sensor de pressão no cilindro que permita registrar a pressão instantânea em função da posição do pistão. No entanto, o desempenho do motor é avaliado pela medição direta do torque efetivo T_s e a rotação N no eixo do motor.

O torque efetivo T_s é avaliado mediante o teste do motor em bancada dinamométrica. Esta bancada consiste do acoplamento do motor a um dinamômetro geralmente de funcionamento hidráulico ou eletromagnético. O dinamômetro oferece uma força contrária ao movimento do motor e tal força é traduzida em sinal elétrico através de uma célula de carga. A força lida na célula de carga juntamente com a distância ao centro de rotação permite o cálculo do torque efetivo ao freio, desenvolvido pelo motor. Na Figura 3 é apresentado um esquema do funcionamento de um dinamômetro.

A rotação do motor é medida através de um sensor de rotação que pode ser instalado no eixo do motor ou no eixo do dinamômetro. Os valores de torque e rotação são empregados para calcular a potência.

Na avaliação de motores em bancada dinamométrica são traçadas curvas características de torque, potência e consumo específico de combustível em função da rotação ou da carga. Outros parâmetros importantes são a eficiência volumétrica e a eficiência energética do motor.

Figura 3 – Esquema de funcionamento de um dinamômetro.



Fonte: Adaptado de Heywood (1988).

O consumo de combustível do motor corresponde à vazão mássica de combustível, \dot{m}_{comb} . Uma relação de uso prático é o consumo de massa de combustível na unidade de potência desenvolvida pelo motor. Esta relação se denomina consumo específico de combustível, CEC. Assim,

$$CEC = \frac{3600\dot{m}_{comb}}{\dot{W}_s} \quad (2.4)$$

onde \dot{m}_{comb} está expressa em (g/s), \dot{W}_s em (kW) e CEC em (g/(kWh)).

No sistema de admissão de ar do motor se encontram elementos como o filtro, o duto e a válvula que podem restringir a entrada do ar. Um parâmetro que indica quão eficiente é o sistema de admissão para garantir a entrada de ar é a eficiência volumétrica η_v . Esta eficiência é a razão da massa de ar que entra no cilindro e a massa de ar que ocuparia todo o volume de deslocamento do cilindro, conforme apresentado na equação (2.5).

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \quad (2.5)$$

onde m_a representa a massa de ar que entra no cilindro em (kg), ρ_a a massa específica do ar na condição de temperatura e pressão da admissão ao motor em (kg/m³) e V_d em (m³).

A eficiência de conversão de combustível ou eficiência energética do motor expressa a razão da energia útil aproveitada relativamente à energia total fornecida, com base nos conceitos fundamentais da

primeira lei da termodinâmica. Esta eficiência representada por η equivale à eficiência global ou efetiva do motor, tal que:

$$\eta = \frac{\dot{W}_s}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad (2.6)$$

onde PCI corresponde ao poder calorífico inferior do combustível em (kJ/kg).

2.2 EMISSÕES DO PROCESSO DE COMBUSTÃO

As emissões produzidas por diferentes fontes de combustão são responsáveis pela produção dos principais poluentes atmosféricos. Dentro dos poluentes do ar se encontram os óxidos de enxofre, óxidos de carbono, hidrocarbonetos, óxidos de nitrogênio, compostos halógenos,¹ metais (chumbo, níquel, cobre, mercúrio e arsênico). Na maioria dos casos, estes poluentes são produzidos por combustíveis fósseis como carvão, gasolina e diesel. O efeito estufa representa atualmente o efeito mais discutido entre os produzidos pelos gases poluentes, afetando diretamente o equilíbrio do meio ambiente. Efeitos cancerígenos também estão presentes e são importantes por afetar diretamente a saúde dos seres humanos.

Especificamente, quando operados com óleo diesel, as emissões características dos motores diesel compreendem óxidos de enxofre, óxidos de nitrogênio, hidrocarbonetos, aldeídos² e compostos aromáticos³.

Nos motores diesel o combustível é injetado pouco antes de iniciar o período de combustão, produzindo uma distribuição não uniforme de combustível no ar. Segundo Heywood (1988), o processo de formação de poluentes está fortemente relacionado com a distribuição do combustível no ar. A formação de óxidos de nitrogênio é decorrente da combustão em altas temperaturas e com razões combustível/ar próximas à estequiométrica. A formação de fuligem está relacionada com as regiões ricas em combustível. Os hidrocarbonetos e

¹ Compostos orgânicos com a participação dos elementos halogênios (flúor, cloro, bromo, iodo e ástato), elementos formadores de sais.

² Composto orgânico que possui o grupo funcional – CHO – ligado à cadeia carbônica.

³ Hidrocarbonetos de cadeia cíclica insaturada com propriedades relacionadas ao benzeno o qual apresenta seis grupos de carbono-hidrogênio ligados na forma de um hexágono.

os aldeídos são originados nas regiões onde a chama bate nas paredes do cilindro ou onde a maior diluição do combustível com ar impede o desenvolvimento completo da combustão. O combustível que vaporiza no bico injetor ao final da etapa de combustão é também promotor de hidrocarbonetos.

Cada dia são mais exigentes as regulamentações ambientais, quanto aos limites de emissões e porcentagem de enxofre no óleo diesel. A pesquisa em torno da redução destes poluentes durante o funcionamento do motor diesel tem motivado o estudo de combustíveis alternativos de origem vegetal ou animal. Os biocombustíveis não contêm enxofre nem compostos aromáticos, fazendo com que sua combustão tenha menos efeitos poluentes na atmosfera. Pesquisas com biocombustíveis têm demonstrado redução significativa de material particulado, hidrocarbonetos não queimados, monóxido de carbono e óxidos de enxofre nos gases de exaustão (ALTIN; ÇETINKAYA; YÜCESU, 2001). O fato dos biocombustíveis serem geralmente obtidos de vegetais os torna menos poluentes, porque a produção de dióxido de carbono produto da sua combustão pertence ao ciclo natural do carbono. No entanto, os combustíveis fósseis liberam na atmosfera todo seu carbono após a combustão gerando o efeito estufa.

2.3 COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS EM MOTORES DIESEL

O combustível convencional utilizado nos motores diesel é óleo diesel. Este combustível é derivado do petróleo, obtido dentro de seu processo de destilação, portanto um combustível de origem fóssil ou mineral. Os combustíveis fósseis resultam do processo da decomposição da matéria orgânica através de milhões de anos, durante o qual a matéria é submetida a altas pressões, altas temperaturas, ausência de ar e presença de certas bactérias. Os combustíveis fósseis são fontes não renováveis de energia.

Os biocombustíveis são fonte de energia obtidos a partir da biomassa celulósica, óleos vegetais ou graxa animal. Para aplicações em motores de combustão interna são utilizados biocombustíveis líquidos, geralmente alcoóis (bioetanol), bio-óleos (óleos vegetais) e ésteres (biodiesel). O bioetanol é o álcool etílico obtido através do processo de fermentação da biomassa celulósica e dos cultivos ricos em amidos no qual os amidos se convertem em açúcares e os açúcares em álcool. Rudolf Diesel utilizou óleo de amendoim para operar seu protótipo de motor, evidenciando que os motores diesel são capazes de operar a base de uma variedade de óleos vegetais. O biodiesel é um éster produto da

transformação química de um óleo vegetal ou graxa animal com alcoóis, empregando um catalisador ácido ou básico. Esta transformação química recebe o nome de reação de transesterificação. Neste contexto, muitos países, incluindo o Brasil, desenvolvem trabalhos de pesquisa e aplicação de biocombustíveis.

No funcionamento do motor diesel, o combustível deve apresentar propriedades físico-químicas apropriadas para garantir a combustão completa e desempenho adequado do motor. Algumas propriedades físico-químicas de interesse para o combustível são: viscosidade, número de cetano, massa específica e poder calorífico.

A viscosidade influencia no processo de injeção. Alta viscosidade dificulta a injeção (atomização defeituosa) prejudicando a combustão, enquanto que baixa viscosidade facilita a injeção (atomização adequada) e garante melhor combustão.

O número de cetano é um indicativo da facilidade de ignição do combustível. De acordo com a literatura, o número de cetano adequado para os motores de alta rotação deve estar na faixa de 50 a 60. Números inferiores a 40 ocasionam perda de potência e aumento no consumo de combustível (OBERT, 1966). O biodiesel possui um número de cetano de aproximadamente 50.

A massa específica e o poder calorífico do combustível expressam a massa e energia do combustível, propriedades importantes na avaliação econômica do funcionamento de um motor.

2.3.1 Óleo diesel

O óleo diesel se encontra entre os produtos medianamente pesados do processo de destilação do petróleo, apresentando de 10 a 22 carbonos em suas cadeias carbônicas. Está formado por alcanos⁴, compostos aromáticos e naftênicos⁵. Segundo a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), o óleo diesel é o combustível produzido por processos de refino de petróleo e processamento de gás natural destinado a motores do ciclo diesel. A resolução mais recente da ANP de regulamentação do óleo diesel é a resolução ANP N°65 de 09/12/2011. Esta resolução estabelece um óleo diesel rodoviário tipo A sem adição de biodiesel e um óleo diesel rodoviário tipo B com adição de biodiesel. No ANEXO A são

⁴ Hidrocarbonetos de cadeia aberta e saturada, também conhecidos como parafinas.

⁵ Hidrocarbonetos de cadeia cíclica e saturada.

apresentadas as propriedades físico-químicas do óleo diesel produzido e comercializado no Brasil para uso rodoviário.

No tratamento de problemas que envolvem a oxidação dos combustíveis líquidos, é conveniente substituir o combustível, que é uma mistura de hidrocarbonetos, por um hidrocarboneto equivalente. O óleo diesel é, por vezes, modelado como dodecano, $C_{12}H_{26}$, para simplicidade no cálculo da combustão (MORAN; SHAPIRO, 2006).

2.3.2 Biocombustíveis

A produção de energia a partir da biomassa é uma boa alternativa para os países com grandes áreas de solos e condições climáticas favoráveis como é o caso do Brasil. Economicamente, os biocombustíveis podem representar fontes de emprego e redução nos custos de infraestrutura no desenvolvimento de uma cidade (ALMEIDA et al. 2002).

Considerando as diferentes propriedades físicas e químicas apresentadas pelos combustíveis alternativos em comparação com o óleo diesel, a expectativa desde o início das pesquisas sobre combustíveis alternativos é conhecer o desempenho do motor, as características do spray de atomização, o mecanismo da combustão e a formação de emissões.

2.3.2.1 Óleos vegetais

Os óleos vegetais apresentam menor poder calorífico em comparação com o óleo diesel. Os testes de óleos vegetais puros por período curtos apresentaram resultados promissórios, mas apareceram problemas quando o motor foi operado por períodos longos (mais de 100 horas). Estes problemas incluíram carvão no bico injetor, degolação de anéis do pistão, assim como espessamento e gelificação do óleo lubrificante do motor (RAKOPOULOS et al. 2006). Estes problemas são atribuídos à alta viscosidade, 10 – 20 vezes maior em comparação com a viscosidade do óleo diesel, e à baixa volatilidade. Os tamanhos moleculares grandes dos óleos vegetais e as insaturações de sua cadeia carbônica ocasionam a alta viscosidade e a menor volatilidade (AGARWAL; KUMAR; AGARWAL, 2008 e RAKOPOULOS et al. 2006). Os óleos vegetais em sua maioria são triglicerídeos poli-insaturados, isto é, apresentam ligações duplas entre os átomos de carbono das cadeias carbônicas, reduzindo seu número de átomos de hidrogênio e, portanto seu poder calorífico.

A alta viscosidade dos óleos vegetais causa atomização pobre, tamanho de gota grande e alta penetração do jato. O jato tende a ser um jato sólido em vez de uma pulverização de pequenas gotas. Como resultado o combustível não é distribuído ou misturado para queimar bem na câmara de combustão. Isso produz uma combustão pobre com perda de potência (AGARWAL; KUMAR; AGARWAL, 2008 e FRANCO; NGUYEN, 2011).

Altin, Çetinkaya e Yücesu (2001) observaram que a alta viscosidade, a oxidação e o espessamento em condições frias dos óleos vegetais, geravam problemas no escoamento e na atomização, junto com emissões de partículas pesadas. Além disso, a proporção e localização de ligações duplas afetam o número de cetano dos óleos vegetais (AGARWAL, 1998). As propriedades físicas e químicas dos combustíveis influenciam no tempo de atraso de ignição, sendo mais significativo o efeito das propriedades químicas. Os períodos de maior atraso na ignição foram de 1,25°C A a 2,5°C A (*crankshaft angle*) ângulo do virabrequim para teste com óleo vegetal 100% puro segundo Ozsezen, Turkcan e Canakci (2009) e 1°C A para teste com misturas de óleos vegetais segundo Rakopoulos et al. (2006).

Na Tabela 1 são apresentados os principais problemas na operação de um motor diesel com óleo vegetal segundo Ma e Hanna (1999) e Harwood (1984) apud Mondal, Basu e Balasubramanian (2008). Segundo a literatura, para solucionar o problema associado à alta viscosidade dos óleos vegetais puros e aproximar suas propriedades físico-químicas às propriedades do óleo diesel, são comuns os seguintes procedimentos: aquecimento, mistura em proporções pequenas com óleo diesel, microemulsões com metanol ou etanol e conversão em biodiesel (AGARWAL; KUMAR; AGARWAL, 2008 e MONDAL; BASU; BALASUBRAMANIAN, 2008).

De acordo à produção oleaginosa própria da região, tem-se desenvolvidos principalmente desde a década de oitenta, estudos de desempenho do motor diesel operado com diferentes óleos vegetais. Destacam-se o óleo de soja e girassol nos Estados Unidos, óleo de colza na Europa, óleo de palma, jatropa, algodão e coco na Ásia. No Brasil, os óleos de maior interesse são óleo de palma, óleo de mamona e óleo de dendê.

Tabela 1 – Problemas na operação do motor diesel com óleos vegetais.

Problema	Possível causa	Possível solução
<i>Em curto prazo</i>		
Dificuldade da partida a frio.	Alta viscosidade. Baixo número de cetano. Alto ponto de fulgor.	Preaquecimento do combustível. Transformação química do óleo vegetal.
Gomas no filtro, tubulação e bico injetor.	Gomas (fosfatídeos) no óleo vegetal. Outras cinzas.	Refinação parcial com remoção de gomas. Filtro de 4µm.
Detonação diesel.	Baixo número de cetano. Inadequado tempo de injeção.	Ajuste do tempo de injeção. Maior relação de compressão. Preaquecimento do combustível. Transformação química do óleo vegetal.
<i>Em longo prazo</i>		
Carvão no bico injetor, pistão e cabeçote do motor.	Alta viscosidade. Combustão incompleta. Combustão pobre em cargas parciais.	Preaquecimento do combustível. Operação com óleo diesel em cargas parciais. Transformação química do óleo vegetal.
Desgaste excessivo do motor.	Alta viscosidade. Combustão incompleta. Combustão pobre em cargas parciais. Ácidos graxos livres do óleo vegetal. Diluição do óleo lubrificante pela contaminação com óleo vegetal.	Preaquecimento do combustível. Operação com óleo diesel em cargas parciais. Transformação química do óleo vegetal. Incremento da frequência de troca de óleo lubrificante. Aditivos antioxidantes ao óleo lubrificante.
Falha na lubrificação devido à polimerização.	Acúmulo de óleo vegetal poli-insaturado no cárter do motor.	Preaquecimento do combustível. Operação com óleo diesel em cargas parciais. Transformação química do óleo vegetal. Aditivos antioxidantes ao óleo lubrificante.

FONTE: Mondal, Basu e Balasubramanian (2008).

Em forma geral, os trabalhos desenvolvidos com os óleos vegetais ou suas misturas, consistem de teste do motor diesel em bancada dinamométrica, medição dos parâmetros de desempenho do motor e de suas emissões. Os resultados obtidos são comparados com a operação do motor com óleo diesel como combustível padrão. Nos testes o motor é operado com óleo diesel até atingir a condição estável e

depois é trocado o combustível para o óleo de teste. No final do teste é trocado o combustível para óleo diesel e o motor funciona por aproximadamente 20 minutos para garantir a limpeza do sistema de alimentação de combustível, evitando problemas de entupimentos. Segundo o encontrado na literatura, a bancada dinamométrica consta do motor diesel acoplado a um dinamômetro hidráulico ou eletromagnético. Conta com sensores para medir temperatura na admissão do combustível, temperatura da água de arrefecimento, pressão e temperatura do ar de admissão, temperatura dos gases de exaustão, temperatura e umidade ambiente e pressão atmosférica. Adicionalmente, são empregados equipamentos para medição da vazão de combustível, vazão de ar e emissões nos gases de exaustão.

Alguns pesquisadores testaram o aquecimento do óleo vegetal antes de sua injeção no motor. Outros misturaram com óleo diesel para baixar a viscosidade, sem aquecer o combustível. Neste caso pode ser citado o trabalho de Nwafor e Rice (1996). Eles testaram óleo de colza e suas misturas de 25%, 50% e 75% em volume com- óleo diesel em um motor diesel de injeção indireta, quatro tempos, monocilíndrico. Destacam-se entre os resultados, a menor potência com óleo de colza 100% puro, aumentando com o incremento de diesel na mistura. O problema de detonação no motor para cargas parciais, operando com óleo de colza e as misturas, foi ocasionado pelo maior atraso de ignição e pela baixa temperatura no cilindro. A eficiência energética foi incrementada com a adição de óleo de colza na mistura, sendo maior com 100% de óleo de colza. Isto significa melhor conversão da energia química do combustível em energia mecânica. A avaliação da liberação de calor do óleo de colza e do óleo diesel mostrou a menor taxa de liberação de calor do óleo de colza em comparação com óleo diesel. O óleo vegetal apresentou menor fase de combustão pré-misturada e fase de combustão não pré-misturada mais lenta. Este resultado mostrou que os óleos vegetais vaporizam e queimam mais lentamente que o óleo diesel. O consumo específico de combustível foi maior com 100% óleo de colza e as misturas não apresentaram diferença significativa com óleo diesel.

Alguns testes foram realizados observando a influência da temperatura de injeção do óleo vegetal. Adicionalmente, um aspecto de interesse é a estabilidade do óleo lubrificante. Almeida et al. (2002) testaram e discutiram o desempenho, as emissões e a contaminação do óleo lubrificante de um motor diesel estacionário operado com óleo de palma 100% puro para geração de eletricidade em pequenos povos da região da Amazônia brasileira. O trabalho foi desenvolvido em um

motor diesel MWM 229, quatro tempos, injeção direta, aspiração natural 70kW, acoplado ao gerador. No trabalho foram instalados sensores para medir pressão e temperatura do óleo lubrificante. As propriedades físico-químicas do óleo de palma foram comparadas com as de óleo diesel, confirmando a maior massa específica, maior viscosidade, menor poder calorífico e menor número de cetano do óleo vegetal. O trabalho foi realizado conforme as seguintes considerações:

- Aquecimento do óleo vegetal. Nas primeiras 50 horas de teste o óleo foi aquecido a 50°C, mas a esta temperatura foram observados depósitos de carvão na câmara de combustão e no bico injetor devido a combustão incompleta. Portanto, para melhorar a combustão, o óleo foi aquecido a 100°C nas seguintes 300 horas de teste.
- Utilização de óleo lubrificante de maior capacidade detergente devido à contaminação e degradação de suas propriedades físicas depois de 100 horas de trabalho.
- Fabricação do tanque do óleo vegetal e as conexões ao motor em aço inoxidável porque compostos do óleo de palma reagem com peças de cobre quando a temperatura atinge mais de 50°C.

A combustão incompleta do óleo de palma por causa da sua pobre atomização e volatilidade produziu redução na viscosidade do óleo lubrificante. Portanto, o limite de tempo para troca de óleo lubrificante se reduziu à metade, 200 horas de trabalho para óleo diesel e 100 horas de trabalho para óleo de palma. A mistura ar-combustível foi afetada pela pobre atomização do óleo vegetal, isto ocasionou zonas de mistura rica que durante a combustão produziram mais monóxido de carbono (CO) pela falta de oxigênio. As emissões de CO foram incrementadas com o incremento da carga. Os autores ressaltam que o menor número de cetano no óleo de palma representa menor tendência a formar misturas inflamáveis aumentando a produção de CO e hidrocarbonetos não queimados (HC). No trabalho foi observado um incremento da produção de NO_x com o aumento da carga, devido ao incremento na temperatura da combustão.

A injeção é sempre adiantada no caso de óleos vegetais ou biodiesel. A bomba de injeção conserva a pressão constante, no entanto este avanço é produzido pela maior quantidade de combustível injetado em uma rotação fixa. Isto pode ser explicado pela massa específica, maior viscosidade e menor compressibilidade do biocombustível. Quando o biocombustível é injetado, a pressão na saída da bomba

aumenta mais rápido como consequência da menor compressibilidade (BIALKOWSKI et al. 2005, BENJUMEA; AGUDELO; AGUDELO, 2009 e PUHAN et al. 2010). A pobre atomização e imperfeita mistura ar/combustível produz o atraso físico da ignição dos óleos vegetais, (CHALLEN; BARANESCU, 1999 apud OZSEZEN; TURKCAN; CANAKCI, 2009). O adiantamento da injeção ajuda a compensar os efeitos do atraso da ignição segundo Nwafor e Rice (1996). Este fenômeno é mostrado no trabalho de Ozsezen, Turkcan e Canakci (2009) com óleo de girassol cru pré-aquecido a 75°C. Os resultados da injeção e ignição do óleo de girassol pré-aquecido, *preheated crude sunflower oil* (PCSO) e do óleo diesel, *petroleum based diesel fuel* (PBDF) são apresentados na Tabela 2. Por causa da alta viscosidade e baixa volatilidade do óleo de girassol houve uma pequena diminuição na pressão máxima do cilindro em todas as velocidades testadas. O início da injeção para o óleo de girassol foi 1°C_A, 1,5°C_A e 0,75°C_A adiantada em comparação com óleo diesel nas velocidades de 1000 rpm, 2000 rpm e 3000 rpm, respectivamente.

Tabela 2 – Resultados de ensaios com óleo de girassol e óleo diesel.

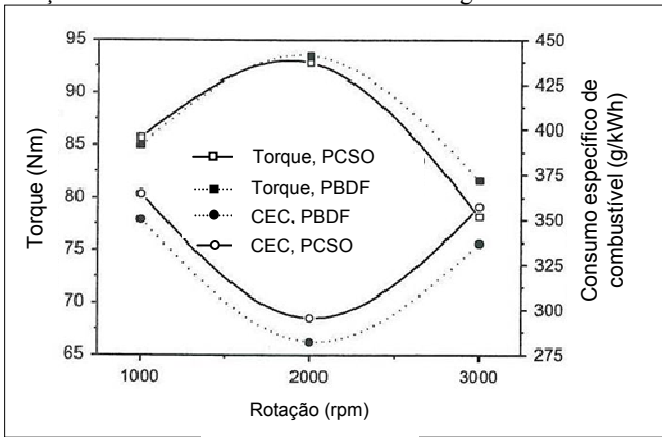
Rotação motor (rpm)	Combustível	Pressão máxima (MPa)	Início da injeção (°APMS)	Início da combustão (°APMS)	Atraso da ignição (°)
1000	PBDF	8,68	18,75	13,50	5,25
	PCSO	8,61	19,75	13,25	6,50
2000	PBDF	9,21	20,00	12,75	7,25
	PCSO	9,03	21,50	11,75	9,75
3000	PBDF	10,04	22,00	12,00	10,00
	PCSO	9,94	22,75	10,25	12,50

FONTE: Adaptado de Ozsezen, Turkcan e Canakci (2009).

No trabalho de Ozsezen, Turkcan e Canakci (2009) foram realizados testes em motor diesel de injeção indireta, quatro tempos, resfriado com água, aspiração natural, quatro cilindros, relação de compressão 21,47:1, potência máxima 38,8 kW a 4250 rpm e 130 bar de pressão de abertura do bico injetor. O estudo foi realizado operando o motor a plena carga com velocidades de 1000 rpm, 2000 rpm e 3000 rpm. No estudo foram traçadas curvas de torque, consumo específico de combustível, eficiência energética e emissões de CO₂, CO, hidrocarbonetos e opacidade, todas em função da rotação. Adicionalmente, com as leituras de pressão foram traçadas as curvas da pressão no cilindro e liberação de calor em função do ângulo do

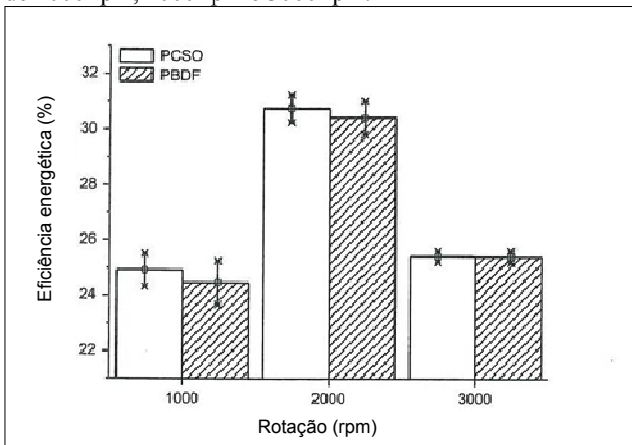
virabrequim. Em relação ao desempenho do motor com óleo de girassol quando comparado com óleo diesel encontraram os seguintes resultados: o torque foi 1,36% menor; o consumo específico de combustível aumentou em torno de 5%, proporcional à diferença do poder calorífico; a eficiência energética incrementou em 1,06%. Estes resultados são apresentados na Figura 4 e na Figura 5.

Figura 4 – Curva de torque e consumo específico de combustível em função da rotação de ensaios com óleo diesel e óleo de girassol.



FONTE: Ozsezen, Turkcan e Canakci (2009).

Figura 5– Eficiência energética do óleo diesel e do óleo de girassol nas rotações de 1000 rpm, 2000 rpm e 3000 rpm.



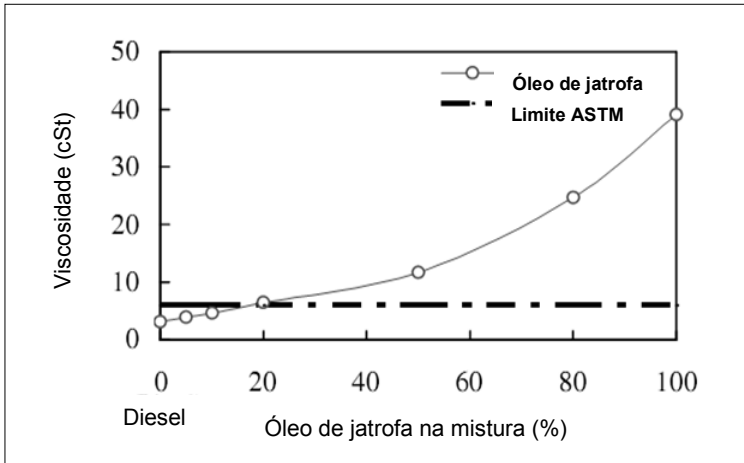
FONTE: Ozsezen, Turkcan e Canakci (2009).

Outra solução testada para melhorar o spray de atomização é o aumento da pressão de injeção. Venkanna, Wadawadagi e Venkataramana (2009) testaram óleo de *pongamia* misturado com óleo diesel em proporções de 10%, 20%, 30%, 40% e 50% em volume. Os ensaios foram realizados em um motor diesel de injeção direta, monocilíndrico. As misturas e o óleo diesel foram testados com a mesma pressão de injeção de 200 bar. Os melhores resultados de desempenho e emissões foram obtidos com a mistura de 20% de óleo de *pongamia*, a qual apresentou um comportamento similar ou comparável com o óleo diesel. Novos testes foram realizados com a mistura de 30%, variando a pressão de injeção de 200 bar até 275 bar em intervalos de 25 bar. Encontraram que o aumento da pressão favoreceu a atomização e, conseqüentemente a combustão. Os melhores resultados de desempenho e emissões foram encontrados com 225 bar. Igualmente, em relação ao aumento da pressão de injeção, Sarada et al. (2010) testaram o desempenho de um motor diesel de injeção direta, monocilíndrico, quatro tempos, operado com óleo de algodão cru e variando a pressão de injeção de 180 bar até 240 bar em intervalos de 15 bar. Com a avaliação da eficiência energética, a eficiência mecânica, o consumo específico de combustível e as emissões, encontraram a pressão de 210 bar como pressão ótima de injeção. Neste ponto a eficiência energética foi maior e o desempenho do motor foi similar ao óleo diesel. Um aumento excessivo da pressão de injeção foi prejudicial. Em 240 bar a eficiência energética caiu, provavelmente o aumento da pressão afetou a combustão pela atomização de gotas muito pequenas que apresentaram menor quantidade de movimento.

No trabalho de Chalatlón et al. (2011), pode-se observar a influência da viscosidade no desempenho do motor e das emissões. Eles testaram óleo de jatropa 100% puro e misturas de 5%, 10%, 20%, 50% e 80% em volume com óleo diesel. O motor de ensaio foi um motor diesel, quatro tempos, injeção direta e três cilindros. Na Figura 6 é apresentada a variação da viscosidade com a adição do óleo de jatropa e o limite estabelecido de viscosidade máxima para o biodiesel segundo a norma ASTM D 6751. As misturas com a viscosidade abaixo deste limite apresentaram melhores resultados. Com a mistura de 5%, o motor apresentou um ligeiro incremento na eficiência energética em comparação com óleo diesel. Com as misturas de 10% e 20% o comportamento foi similar ao óleo diesel. Já com as misturas de mais de 50% de óleo de jatropa, a eficiência do motor caiu de 3% a 5% quando comparada com óleo diesel, além de aumentar o consumo específico de combustível e as emissões de CO. Os autores explicam que a alta

viscosidade e baixa volatilidade afetaram a atomização, vaporização e mistura do combustível com ar. Nestas condições a combustão é ineficiente e a eficiência energética é reduzida. Os autores propõem para misturas de alta proporção de óleo de jatrofa, aumentar a pressão de injeção e melhorar a volatilidade com adição de querosene.

Figura 6 – Viscosidade cinemática de misturas de óleo de jatrofa com óleo diesel.



FONTE: Chalatlón et al. (2011).

O conteúdo de ácidos graxos insaturados dos óleos vegetais influencia diretamente o processo de combustão. Balafoutis et al. (2011), avaliaram o desempenho e emissões de um trator agrícola operando com óleo de girassol, colza e algodão, 100% puros e em misturas de 20%, 40% e 70% em volume com óleo diesel. Os três óleos vegetais apresentam propriedades físico-químicas similares, mas o óleo de colza com maior conteúdo de ácidos graxos insaturados apresentou o melhor desempenho na combustão.

Nwafor (2004) e Venkanna, Wadawadagi e Venkataramana (2009) observaram que o método de pré-aquecimento é efetivo para operar o motor diesel com óleos vegetais por períodos curtos sem precisar modificações no motor. De forma geral, para longo prazo de operação, é recomendado incrementar a pressão da injeção de combustível, empregar lubrificantes especiais com aditivos adequados e adaptar um sistema de injeção para o uso em particular (ALMEIDA et al., 2002).

No Brasil, os principais cultivos de oleaginosas são soja, girassol, palma, amendoim, algodão e mamona (BRASIL, 2011). Consequentemente, têm-se desenvolvidos estudos nestes óleos vegetais (ALMEIDA et al. 2002; MACHADO, 2003; PIMENTEL, 2002; PIMENTEL; BELCHIOR; PEREIRA, 2004; COELHO, et al. 2004; MAZIERO et al. 2007).

2.3.2.2 Biodiesel

A transformação química do óleo vegetal pela reação de transesterificação reduz drasticamente sua viscosidade. Segundo o álcool empregado na reação, pode ser metanol, etanol ou outro, o éster obtido forma um éster metílico, éster etílico, etc. do triglicérideo original. Os ésteres metílicos mais utilizados são o éster metílico de colza na Europa, *rapeseed methyl ester* (RME) e o éster metílico de soja nos Estados Unidos, *soybean methyl ester* (SME). De forma geral, o biodiesel é denominado como éster metílico de ácido graxo, *fatty acid methyl ester* (FAME). Em países com clima tropical, por exemplo, em Malásia, são mais usados os ésteres metílicos de óleo de palma (GRABOSKI; McCORMICK, 1998). Brasil é um país pioneiro no estudo e regulamentação para utilização de biodiesel. O óleo diesel comercializado apresenta 5% em volume de biodiesel. Desde o início da década de 80 foi criado o Programa Nacional de Produção e Uso de Biodiesel (PNPB) como instituto de pesquisa de biodiesel. No país tem-se desenvolvido diferentes pesquisas sobre biodiesel com óleo de algodão, amendoim, palma, girassol, mamona, pinhão manso, soja e óleo de fritura. (CONDE, 2007; VALENTE, 2007; MACHADO, 2008; RANDAZZO, 2009; VALENTE et al. 2010; TABILE et al. 2009; NUNES e ALVES, 2010).

Segundo Rakopoulos et al. (2006), o biodiesel como combustível alternativo do óleo diesel apresenta as seguintes vantagens e desvantagens. Vantagens: renovável; mínimo conteúdo de enxofre e compostos aromáticos; maior ponto de fulgor, lubrificidade e número de cetano; biodegradabilidade e nula toxicidade. Desvantagens: alta viscosidade, maior ponto de fluidez, menor poder calorífico, menor volatilidade, comportamento solvente e menor estabilidade à oxidação. A característica solvente pode produzir corrosão de componentes e degradação de alguns materiais plásticos utilizados para selos, mangueiras e revestimentos. Adicionalmente, o biodiesel incrementa a diluição e polimerização do óleo lubrificante do motor, precisando trocá-lo com maior frequência.

Como acontece com os óleos vegetais, são muitas as pesquisas desenvolvidas em torno do desempenho do motor diesel com biodiesel 100% puro ou misturado com óleo diesel. Igualmente, os ensaios têm sido realizados em bancada dinamométrica avaliando os parâmetros de desempenho e as emissões do motor. O biodiesel de um óleo vegetal apresenta menor viscosidade, menor massa específica, maior número de cetano e maior poder calórico que o óleo vegetal original.

Altin, Çetinkaya e Yücesu (2001) testaram óleos vegetais crus de girassol, algodão, soja, seus ésteres metílicos e óleos vegetais refinados de milho, colza e papoula destilada. Na Tabela 3 são apresentadas as propriedades físico-químicas dos combustíveis testados. Observa-se nesta tabela, a mudança das propriedades quando o óleo vegetal é transformado em biodiesel. Nos testes foram observadas as características de desempenho e emissões de um motor diesel quatro tempos de injeção direta, monocilíndrico. Os óleos vegetais foram aquecidos a 80°C antes de sua entrada na bomba injetora. A máxima diferença no torque em comparação com óleo diesel foi -10% obtido com óleo de girassol, óleo de soja e óleo de papoula. O óleo diesel apresentou o menor consumo específico de combustível. Os óleos vegetais puros apresentaram os maiores valores de consumo específico de combustível, 18% acima do valor registrado pelo óleo diesel. O consumo específico de combustível com os ésteres metílicos foi menor que com os óleos vegetais puros. As menores emissões de CO foram obtidas com óleo diesel e as maiores com os óleos de colza, girassol e milho. Dos biocombustíveis testados, os ésteres metílicos apresentaram emissões mais baixas que os óleos puros. As emissões de NO_x são usualmente um resultado das altas temperaturas, portanto, as maiores emissões de NO₂ foram com óleo diesel e as menores com óleos vegetais puros.

Tabela 3 – Propriedades físico-químicas de diferentes combustíveis testados.

Combustível	PCI (kJ/kg)	Massa específica (kg/m ³)	Viscosidade (mm ² /s)		Número de cetano	Ponto de fulgor (°C)
			27°C	75°C		
Óleo diesel	43350	815	4,3	1,5	47	58
Óleo de girassol	39525	918	58	15	37,1	220
Éster metílico de óleo de girassol	40579	878	10	7,5	45 - 52	85
Óleo de algodão	39648	912	50	16	48,1	210
Éster metílico de óleo de algodão	40580	874	11	7,2	45 - 52	70
Óleo de soja	39623	914	65	9	37,9	230
Éster metílico de óleo de soja	39760	872	11	4,3	37	69
Óleo de milho	37825	915	46	10,5	37,6	270 - 295
Óleo de papoula	38920	921	56	13	-	-
Óleo de colza	37620	914	39,5	10,5	37,6	275 - 290

FONTE: Altin, Çetinkaya e Yücesu (2001).

Rakopoulos et al. (2006) sugerem que misturas de óleo diesel com 10% a 20% em volume de óleos vegetais ou biodiesel são adequadas para trabalhar em um motor diesel comercial sem realizar modificações, além de reduzir o efeito das desvantagens. O uso de misturas em maiores proporções pode limitar a durabilidade de diversos componentes, deixando o motor fora de operação.

Rakopoulos et al. (2006) testaram misturas de óleo diesel com óleo de algodão, soja, girassol, milho, semente de oliva, ésteres metílicos de óleo de algodão, soja, girassol, colza e palma. As misturas foram 10/90 e 20/80 (v/v) destes biocombustíveis em óleo diesel. Os testes foram realizados em um motor diesel de injeção direta, quatro tempos. Nos testes o motor trabalhou a 2000 rpm, 38% e 75% da plena carga e injeção 29° APMS. A eficiência energética com as misturas de biodiesel e as misturas de óleos vegetais foram comparáveis com o óleo

diesel. O consumo específico de combustível foi maior na carga alta e mínimo na carga média para as misturas de 10/90 (v/v). Foi observado que a fuligem emitida com as diferentes misturas de biodiesel foi significativamente mais baixa em comparação com o óleo diesel puro, diminuindo com o incremento da proporção de biodiesel na mistura. O processo de combustão controlado pela mistura justificou este resultado. Já a emissão de fuligem das misturas com óleos vegetais foi mais alta, em comparação com o óleo diesel, aumentando com o incremento da proporção de óleo vegetal na mistura. O processo de combustão controlado pela evaporação e o efeito do maior peso molecular justificaram a maior emissão de fuligem. As emissões de NO_x e CO apresentam o mesmo comportamento da emissão de fuligem. No trabalho os autores afirmam que com exceção do ligeiro incremento da produção de fuligem com as misturas de óleos vegetais, todas as misturas testadas de biodiesel ou de óleos vegetais, independentemente do óleo original, podem ser utilizadas de forma segura e vantajosa em motores diesel.

Agarwal, Kumar e Agarwal (2008) testaram misturas de 10%, 20%, 30% e 50% em volume de diferentes óleos vegetais com óleo diesel e de biodiesel com óleo diesel. De forma geral encontraram que a opacidade e o consumo específico de combustível foram mais altos com as misturas de óleos vegetais em comparação com o óleo diesel e as misturas de biodiesel. No entanto o desempenho apresentado com todas as misturas testadas foi comparável com o desempenho com óleo diesel. Os autores concluíram que os óleos vegetais misturados com óleo diesel podem ser usados em motores de ignição por compressão em áreas rurais para aplicações de agricultura, irrigação e geração de energia elétrica. No caso do biodiesel, os autores afirmaram que o biodiesel pode ajudar a solucionar os problemas de durabilidade associados aos óleos vegetais, sendo adequado para trabalhar em um motor de ignição por compressão por um período longo.

Puhan et al. (2010) estudaram o efeito da composição de ácidos graxos insaturados do biodiesel sobre o processo de combustão. No estudo foram testados o biodiesel de óleo de coco (ácidos graxos saturados), o biodiesel de óleo de linhaça (ácidos graxos insaturados) e o biodiesel de óleo de jatrofa de saturação média. No trabalho foi observado que o biodiesel com maior composição de ácidos graxos insaturados apresentou maior massa específica e menores valores de viscosidade, poder calorífico e número de cetano. Consequentemente, maior atraso da ignição e maiores emissões de CO, HC, NO e fuligem.

Valente et al. (2010) testaram misturas de 5%, 20%, 35%, 50% e 85% de biodiesel de óleo de soja e misturas de 5%, 20% e 35% de biodiesel de óleo de mamona em um grupo gerador. Nos ensaios encontraram que a adição de biodiesel na mistura incrementou o consumo específico de combustível e as emissões de CO e HC, isto influenciado pela maior massa específica e a atomização defeituosa em comparação ao óleo diesel. Observou-se que as emissões de CO reduziram na condição de potência em que o consumo específico de combustível diminuiu, provavelmente por uma maior eficiência da combustão nesta condição. O desempenho com as misturas de biodiesel de soja e as misturas de biodiesel de mamona foi similar. Uma observação importante está relacionada com o incremento nas emissões de CO nas misturas de biodiesel de soja quando comparadas com as misturas de biodiesel de mamona. Os autores afirmam que pela menor massa específica e menor viscosidade das misturas de biodiesel de soja, o incremento nas emissões de CO não pode ser atribuído à maior quantidade de combustível injetado ou à atomização defeituosa. A razão deste comportamento se pode atribuir à diferença na estrutura molecular do biodiesel de soja, a qual pode ser mais apta para formar CO na combustão que o biodiesel de mamona. No trabalho foi proposto que a otimização do sistema de injeção pode melhorar o desempenho do biodiesel como combustível.

Segundo a literatura, a transformação química do óleo vegetal é um método efetivo para reduzir sua viscosidade. Observa-se que o biodiesel ou suas misturas com óleo diesel, são substitutos adequados para o óleo diesel. O questionamento principal está nos custos de processamento do óleo vegetal para obter o biodiesel.

2.4 ANÁLISE TERMODINÂMICA

A exergia representa o trabalho disponível de um sistema ou volume de controle, quando este é levado até o estado de referência: 25°C, 101325 Pa. A exergia não é conservada devido às irreversibilidades inerentes ao processo. De acordo com bibliografia específica (MORAN; SHAPIRO, 2006 e ÇENGEL; BOLES, 2006), o balanço de exergia para um volume de controle pode ser expresso como:

$$\sum \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - p_{ref} \frac{dV_{VC}}{dt} \right) + \sum \dot{m}_e e_e - \sum \dot{m}_s e_s - \dot{E}_D = \frac{dE}{dt} \quad (2.7)$$

onde T_{ref} e p_{ref} representam a temperatura e pressão correspondentes ao estado de referência, \dot{Q}_k a taxa de transferência de calor através da fronteira a temperatura T_k , \dot{W} a potência, \dot{m}_e a taxa da massa de entrada, \dot{m}_s a taxa da massa de saída, e_e e e_s as exergias de escoamento das massas de entrada e saída, respectivamente, \dot{E}_D a taxa de destruição de exergia e dE/dt a taxa de variação da exergia no volume de controle.

A exergia total corresponde à soma da exergia cinética, exergia potencial, exergia física e exergia química. A exergia cinética específica e^{kn} e a exergia potencial específica e^{pt} são independentes da temperatura e pressão do ambiente. Portanto a exergia cinética e a exergia potencial são equivalentes às energias cinética e potencial, respectivamente:

$$e^{kn} = \frac{v^2}{2} \quad (2.8)$$

$$e^{pt} = gz \quad (2.9)$$

onde v representa a velocidade, z a posição relativa ao nível de referência ($z = 0$) e g a aceleração da gravidade.

A exergia física específica e^{ph} corresponde a:

$$e^{ph} = (h - h_o) - T_{ref} (s - s_o) \quad (2.10)$$

onde h_o e s_o representam a entalpia específica e entropia específica no estado de referencia, h e s a entalpia e entropia específicas no estado de interesse, respectivamente.

De acordo com Szargut, Morris e Steward (1988), a exergia química específica e^{ch} para combustíveis líquidos pode ser expressa como:

$$e^{ch} = PCI \left(1,0374 + 0,01594 \frac{h}{c} + 0,0567 \frac{o}{c} \right) \quad (2.11)$$

onde c , h e o representam os números de átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio em uma molécula de combustível.

São inúmeros os artigos hoje publicados sobre análise exergética aplicada a sistemas térmicos em geral. Recentemente, um grande número de artigos tem sido publicado com foco voltado para a análise

exergética em motores de combustão interna. Primeiros resultados foram reportados por Traupel (1957), mostrando valores de exergia com base em medições experimentais, comparando um motor diesel naturalmente aspirado a um motor diesel turbo-alimentado. Ele afirmou que o processo de combustão foi responsável por 22,5% da destruição da exergia química do combustível no motor naturalmente aspirado e 21,9% no motor turbo-alimentado.

Na década de 80 foram desenvolvidas novas pesquisas sobre a avaliação exergética nos motores de combustão interna. Flynn et al. (1984) estudaram um motor diesel turbo-alimentado empregando a análise de segunda lei da termodinâmica. No trabalho foi demonstrado que da exergia associada ao combustível, 46% foi convertida em trabalho de eixo do motor, 26% foi destruída, 10% foi transferida como calor pelas paredes do motor e 18% foi rejeitada nos gases de exaustão.

Van Gerpen e Shapiro (1990) fizeram uma análise de segunda lei de um ciclo diesel ideal incluindo a exergia química do combustível. Os autores observaram que a contribuição química da exergia é altamente dependente da razão de equivalência.

Rakopoulos et al. (1993) baseados em dados experimentais estudaram a destruição de exergia em um motor diesel de injeção direta. Igualmente Rakopoulos et al. (1993) descreveram uma análise de primeira e segunda lei em um motor ciclo Otto. No trabalho foram discutidas as alternativas para melhorar o desempenho do ciclo, reduzindo as perdas devido ao processo de combustão e intervindo no projeto da câmara de combustão, mistura ar-combustível e processos de ignição.

Alasfour (1997) realizou uma análise exergética de um motor ciclo Otto para avaliar a mistura gasolina-butanol como combustível.

Rakopoulos et al. (2006) aplicaram uma análise de segunda lei à operação de um motor de combustão interna. No ano 2008 fizeram também um estudo comparativo do desempenho e das emissões do motor diesel de injeção direta de um ônibus. O motor operou com misturas de óleo diesel com óleos vegetais e com biodiesel de diversas origens.

Benjumea, Agudelo e Agudelo (2009) estudaram a combustão em um motor diesel, incluindo análise de exergia, para comparar o óleo diesel e o biodiesel de óleo de palma em duas diferentes altitudes, relativamente ao nível do mar.

Bueno, Velásquez e Milanez (2011) realizaram ensaios dinâmométricos para avaliar o desempenho do motor com diferentes misturas de biodiesel de soja (éster etílico de soja) com óleo diesel. Os

autores também estudaram o efeito da redução de exergia do combustível pela adição de biodiesel, sobre a exergia convertida em trabalho e exergia destruída decorrente das irreversibilidades do motor.

Alguns dos estudos anteriormente mencionados fizeram a avaliação do balanço de exergia no cilindro do motor como volume de controle. Outros estudos de forma mais geral trabalharam com o motor como volume de controle. A análise de exergia permite avaliar os potenciais fluxos de exergia no motor, o qual é essencial no desenvolvimento de sistemas integrados de energia como a cogeração. Alguns destes estudos mais recentes são apresentados na sequência.

Canakci e Hosoz (2006) apresentaram análises de energia e exergia de um motor diesel turbo-alimentado operado com óleo diesel, biodiesel de soja, biodiesel de graxa animal e misturas destes com óleo diesel. Encontraram similar comportamento energético e exerético com todos os combustíveis testados. Embora o uso de biodiesel produzisse um maior consumo específico de combustível no motor, a energia de entrada no combustível, a eficiência energética, a eficiência da combustão, o calor perdido, o calor nos gases, a entrada de exergia com o combustível, a eficiência exerética, a exergia destruída e a exergia perdida foram comparáveis com o óleo diesel. Ressalta-se que a principal fonte de destruição de exergia é o processo de combustão seguido da perda de exergia nos gases e no calor trocado com as fronteiras do sistema.

Gökalp et al. (2009) estudaram as eficiências de primeira e segunda lei em um motor diesel de quatro cilindros. Foram testados o óleo diesel, óleo diesel marinho e misturas destes com biodiesel de soja em porcentagens diferentes (100, 50, 20 e 5%). O estudo foi completado com uma análise de gases de exaustão.

Azoumah, Blin e Daho (2009) otimizaram o desempenho de um motor diesel de injeção direta operando com óleo de algodão, óleo de palma e misturas destes óleos vegetais com óleo diesel. O processo de otimização foi desenvolvido através da análise de segunda lei e das emissões de CO₂ e NO para diferentes cargas de operação do motor.

Ertunc (2011) apresentou importantes resultados referentes à análise de energia e exergia de um motor diesel turbo-alimentado, operando com quatro biocombustíveis diferentes: biodiesel de graxa animal, biodiesel de soja e as misturas de biodiesel de soja com 0,75% e 1,5% em massa de 2-etil-hexil nitrato, *2-ethylhexyl nitrate* (EHN), composto este que ajuda a melhorar o número de cetano. O objetivo do estudo foi avaliar o efeito do número de cetano sobre as eficiências energética e exerética do motor. No trabalho foram realizados ensaios

triplicados e a média dos resultados foram comparadas usando técnicas estatísticas como análise de variância (ANOVA), teste t-student e teste Tukey. Segundo a comparação do teste t-student, a eficiência exergetica foi diferente para todos os combustíveis testados, sendo maior para o combustível de menor número de cetano. O menor número de cetano produziu períodos mais longos de atraso de ignição e de combustão pré-misturada o que ajudou ao aumento da eficiência exergetica. Baseado neste resultado o autor sugere que um motor diesel estacionário deve trabalhar com maior combustão pré-misturada e maior razão de compressão.

Alguns parâmetros envolvidos na avaliação exergetica são a taxa de destruição de exergia, a eficiência exergetica e o custo exergetico unitário. Neste contexto, a taxa de destruição de exergia, \dot{E}_D , consiste em:

$$\dot{E}_D = T_{ref} \dot{S}_{ger} \quad (2.12)$$

sendo \dot{S}_{ger} a entropia gerada no sistema. Da mesma forma, a eficiência exergetica, ε , é definida como:

$$\varepsilon = \frac{R}{G} \quad (2.13)$$

sendo R o produto de um processo e G os recursos consumidos (combustível), ambos avaliados em termos de suas exergias. O inverso da eficiência exergetica é definido como custo exergetico unitário, k_i :

$$k_i = \frac{G}{R} \quad (2.14)$$

o qual representa a exergia necessária para produzir uma unidade de fluxo de exergia.

2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante do exposto neste capítulo, a massa específica e a viscosidade são propriedades significativas no processo de atomização do combustível e, portanto na combustão no motor diesel. A alta viscosidade e a alta massa específica dos óleos vegetais são os principais problemas abordados nos estudos de aplicabilidade de óleo vegetais em motores diesel. O processo de transesterificação minimiza esse problema, ao transformar os óleos vegetais em biodiesel, biocombustível

de viabilidade técnica já comprovada na aplicação em motores diesel. Há, entretanto o inconveniente da produção de grande quantidade de glicerina. Como proposta alternativa, as misturas de óleos vegetais com óleo diesel têm sido estudadas como mecanismos mais simplificados de redução da viscosidade do óleo vegetal. O aquecimento é outra alternativa utilizada para redução da viscosidade e da massa específica. Os resultados de testes com misturas revelam queda de potência e aumento do consumo específico com dificuldades na combustão para misturas com porcentagem em volume superior a 20% de óleo vegetal. Óleos vegetais 100% puros ou em misturas de maior proporção em óleo diesel são pré-aquecidos para reduzir sua viscosidade. A análise exergética é também realizada na avaliação de combustíveis alternativos. É proposto aplicar esta análise na interpretação do funcionamento do motor com óleo de soja 100% puro e com sua mistura correspondente com óleo diesel.

3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Inicialmente é apresentado o procedimento geral de ensaio na bancada dinamométrica com uma descrição da bancada experimental e seus sistemas. Igualmente, são descritos os procedimentos utilizados para a análise estatística dos resultados e a avaliação das incertezas das medições.

Procedimento geral de ensaio

No projeto foram testados óleo de soja, óleo de girassol e óleo de tungue. Os três óleos vegetais se testaram 100% puros e na mistura de 50/50 v/v com óleo diesel. O óleo diesel também foi testado como combustível de referência para comparação dos novos combustíveis. No desenvolvimento dos testes foram medidos os parâmetros de desempenho do motor como torque, rotação, potência e consumo específico de combustível e as emissões de CO, CO₂ e NO_x dos gases de exaustão.

Os combustíveis testados foram aquecidos para reduzir sua viscosidade antes de ingressar à bomba injetora do motor. Os resultados dos ensaios de viscosidade⁶ ajudaram a determinar a temperatura de aquecimento dos óleos vegetais com objetivo de aproximar sua viscosidade à viscosidade do óleo diesel na temperatura ambiente.

Os ensaios foram realizados na condição de débito máximo da bomba injetora. Em cada ensaio o motor iniciou sua operação com óleo diesel até completar seu período de aquecimento, quando a temperatura da água de resfriamento atingiu 60°C (aproximadamente 20 minutos). Nesta condição, muda-se para o combustível de teste e começa o processo de aplicação de carga com o dinamômetro. A aplicação da carga se realizou para a faixa de rotação de 2200 rpm a 1400 rpm. Em cada condição de carga o motor operou até atingir o regime permanente o qual era verificado através da estabilidade nas emissões. Já na condição estável foram registradas 15 leituras de todas as medições em intervalos de 10 segundos. O tempo de teste em cada carga foi em torno de 5 minutos. No caso dos bio-óleos ou suas misturas, ao terminar cada ensaio, novamente era trocado o combustível, deixando operar o motor com óleo diesel por um período de 20 minutos. Isto era feito a fim de garantir a limpeza do sistema de alimentação de combustível e evitar

⁶ Estes resultados são apresentados no capítulo 4.

entupimentos. Durante os ensaios o sistema de aquisição de dados registrava as leituras de todos os pontos de medição instalados. Os ensaios com cada combustível foram realizados três vezes para verificar repetitividade estatística. Os resultados foram analisados através da análise estatística de um projeto experimental com um fator.

O presente trabalho está focalizado no teste do óleo de soja e sua mistura de 50/50 (v/v) com óleo diesel. A nomenclatura usada para os combustíveis é apresentada na Tabela 4.

Tabela 4 – Nomenclatura para os combustíveis testados.

Nomenclatura	Descrição
100S	100% óleo de soja puro
50S/50D	50% óleo de soja – 50% óleo diesel
100D	100% óleo diesel

O óleo diesel utilizado foi óleo diesel rodoviário interior tipo B S1800 adquirido no posto de serviço, o qual apresenta 5% em volume de biodiesel segundo a regulamentação da Agência Nacional de Petróleo (ANP).

A temperatura de aquecimento do óleo vegetal 100S e da mistura 50S/50D foi 85°C e 65°C, respectivamente. O óleo diesel ingressou à bomba injetora na temperatura ambiente.

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi constituída por um motor diesel estacionário acoplado a um dinamômetro eletromagnético marca Schenk, modelo W70. Na Figura 7 está mostrado um esquema geral da bancada, consistindo do sistema de alimentação do combustível, do motor acoplado ao dinamômetro, sistema de medição das emissões e sistema de controle e aquisição de dados. Na Figura 8 é apresentada uma fotografia da bancada experimental, incluindo o sistema utilizado para climatização do ar de admissão.

A sala da bancada tem um sistema de condicionamento do ar para garantir temperatura controlada e distribuição de pressão homogênea na admissão. Na coifa de saída do ar condicionado foram instalados um sensor de temperatura e um sensor de umidade relativa.

Figura 7 – Desenho da bancada experimental.

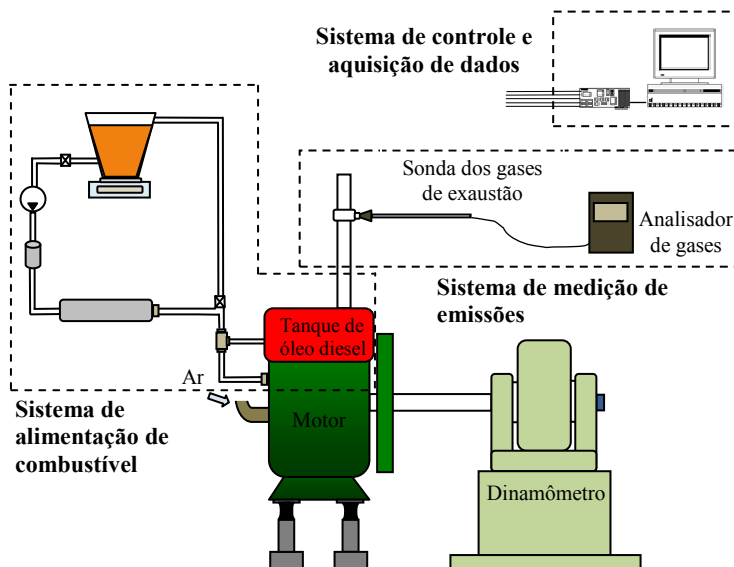


Figura 8 – Fotografia da bancada experimental.



Para o resfriamento do motor e do dinamômetro, a bancada conta com um sistema de bombeamento de água que faz circular a água por um trocador de calor de placas para seu resfriamento. Sensores de temperaturas tipo J estão instalados na entrada e saída da água de

resfriamento do motor, na saída dos gases de exaustão e no coletor de admissão do motor. Sensores resistivos do tipo termistor *Negative Temperature Coefficient* (NTC) estão instalados no sistema de alimentação de combustível. Na tubulação de exaustão é instalada a sonda do equipamento medidor das emissões dos gases de exaustão.

A medição do consumo de combustível foi realizada empregando uma balança eletrônica marca Shimadzu, modelo UX 8200S com comunicação serial. A leitura instantânea dos dados permitiu o cálculo da vazão do combustível \dot{m}_{comb} .

Através de um extensômetro tipo célula de carga instalado no braço do dinamômetro foi registrado o torque do motor. Um encoder incremental de 60 pulsos/segundo acoplado no eixo do dinamômetro fez a leitura da rotação do motor. A potência foi calculada segundo a Equação (2.3).

As especificações dos elementos de medição utilizados são apresentadas no ANEXO B.

3.1.1 Sistema de alimentação de combustível

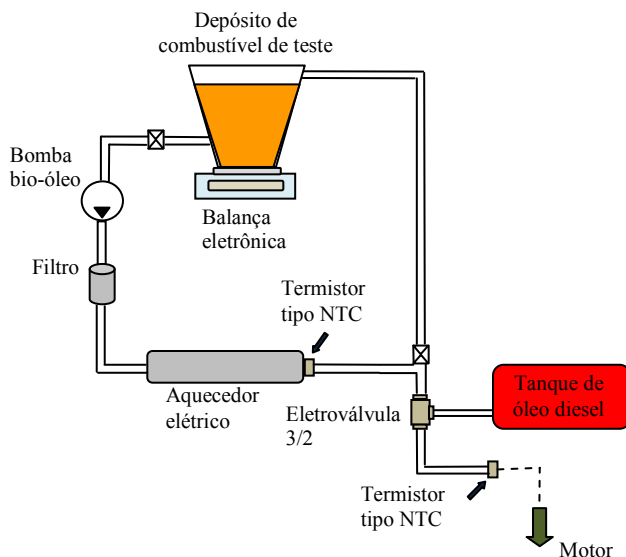
O sistema de alimentação de combustível apresentado na Figura 7 está mostrado em detalhes na Figura 9, consistindo dos seguintes componentes:

- Tanque plástico com capacidade para 5 litros.
- Bomba de deslocamento positivo acoplada a um motor de passo para controlar sua rotação (bomba bio-óleo).
- Filtro de 5 μ m.
- Aquecedor elétrico, consistindo de um tubo de alumínio de 1/2" de diâmetro, resistência elétrica de níquel-cromo com 21 Ω /m de resistividade, isolado com manta cerâmica e fita adesiva (resistência total = 108 Ω).

No início e final de cada teste, o motor opera com o óleo diesel armazenado no tanque original do motor (Figura 7). O combustível testado (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D) possui linha independente para alimentação do motor com a finalidade de medir a vazão e realizar o controle de aquecimento no caso do óleo vegetal 100S e mistura 50S/50D. Para a troca de cada combustível, habilitando a passagem de óleo diesel do tanque original ou do combustível de teste, foi instalada uma válvula eletromagnética 3/2. A ativação desta válvula permite a passagem de combustível para a bomba injetora e o bico injetor. Para controlar a temperatura do combustível, o sistema conta

com dois sensores resistivos tipo NTC, instalados na saída do aquecedor e na entrada da bomba injetora. O tanque do combustível de teste foi instalado sobre a balança para registrar instantaneamente a vazão de massa de combustível. O retorno de combustível não foi ligado a nenhum circuito. Em cada carga, foi mantido constante o nível da linha de retorno para garantir não interferir na medição da vazão de massa.

Figura 9 – Desenho do sistema de alimentação de combustível.



O sistema de alimentação de combustível é interligado por mangueiras de plástico de $\frac{1}{2}$ " de diâmetro. O aquecedor elétrico e a velocidade de rotação da bomba de bio-óleo foram controlados eletronicamente, conforme descrito no item 3.1.4. Em todos os testes o motor inicia sua operação com óleo diesel. O sistema de recirculação com aquecimento do bio-óleo entra em operação aproximadamente cinco minutos antes de completar o período de aquecimento do motor. A troca de combustível ocorre no momento em que o bio-óleo ou a mistura atinge a temperatura de interesse, acionando a eletroválvula 3/2. Para garantir a limpeza dos componentes do motor, todos os testes são concluídos com óleo diesel.

3.1.2 Motor de combustão interna

Os testes foram realizados em um motor diesel estacionário marca Yanmar, modelo YT22E, acoplado ao dinamômetro eletromagnético instalado no LabCET. As especificações técnicas do motor são apresentadas na Tabela 5.

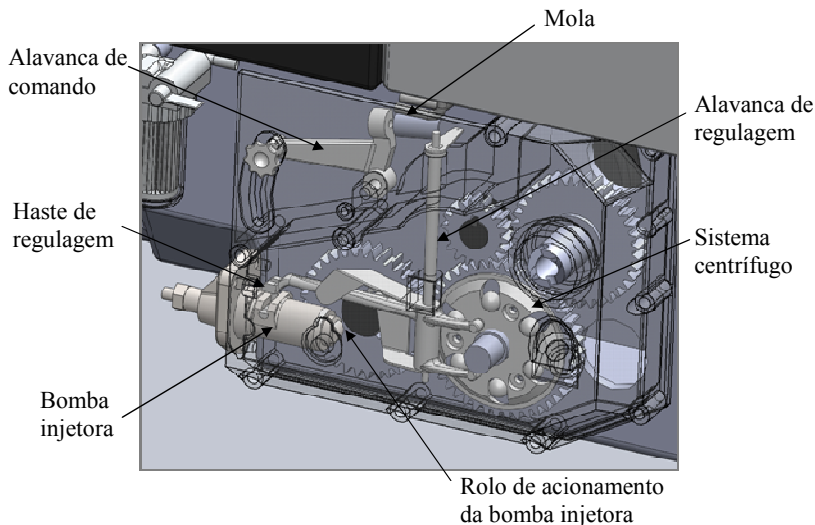
Tabela 5 – Especificações do motor diesel de teste.

Item	Especificação
Tipo	Diesel, 1 cilindro horizontal, 4 tempos
Sistema de injeção	Direta
Diâmetro do cilindro	115 mm
Curso	115 mm
Cilindrada	1194 cm ³
Relação de compressão	17,3
Potência contínua	14,7 kW (20 CV) / 2000 rpm
Potência intermitente	16,2 kW (22 CV) / 2000 rpm
Consumo de combustível	238 g/kWh (175 g/CVh)
Sistema de refrigeração	Água
Sistema de partida	Manual ou elétrico
Peso líquido	195 kg – 180 kg
Dimensões	965 x 450 x 699 mm
Sistema de lubrificação	Forçada, bomba trocoide

O motor dispõe de um mecanismo de controle mecânico de rotação denominado governador ou regulador. Os governadores mecânicos são constituídos por um sistema de contrapesos, molas e articulações que atuam sempre que a rotação se afasta do valor regulado. O motor de teste foi dotado de um governador que regula a rotação máxima, no caso para atuar a partir de 2000 rpm. Portanto funciona em alta rotação como um limitador de rotações. Em sua função de controle da rotação, o governador aciona diretamente a bomba injetora (bomba de acionamento mecânico) para regular o débito de combustível. Os componentes do governador são apresentados na Figura 10. Nos ensaios realizados o motor foi ajustado na condição de débito máximo através da fixação da alavanca de comando. Esta alavanca se comunica à alavanca de regulagem através de uma mola. A alavanca de regulagem está em contato com um sistema de contrapesos centrífugos e com a haste de regulagem da bomba injetora, controlando o débito de combustível. Se a rotação máxima é ultrapassada, a força centrífuga

aumenta e a alavanca de regulagem se movimenta, deslocando a haste de regulagem de modo a reduzir o débito de combustível. O débito de combustível na bomba injetora corresponderá ao equilíbrio entre a força centrífuga do sistema de contrapesos e a força da mola.

Figura 10 – Desenho do governador e do sistema de injeção mecânica do motor.



3.1.3 Medição de emissões

A medição das emissões dos gases de exaustão foi realizada com um analisador portátil de gases marca TESTO, modelo 350-XL. Foram medidas as emissões de CO, CO₂ e NO_x. O analisador é mostrado na Figura 11 juntamente com sua sonda fixada no tubo de exaustão dos gases do motor. O analisador conta com um software para a aquisição dos dados através de comunicação serial RS 232. Durante os ensaios, o programa foi sincronizado com o sistema principal de aquisição de dados da bancada dinamométrica.

Figura 11 – Sistema de medição de emissões nos gases de exaustão.



(a) Analisador TESTO 350-XL.

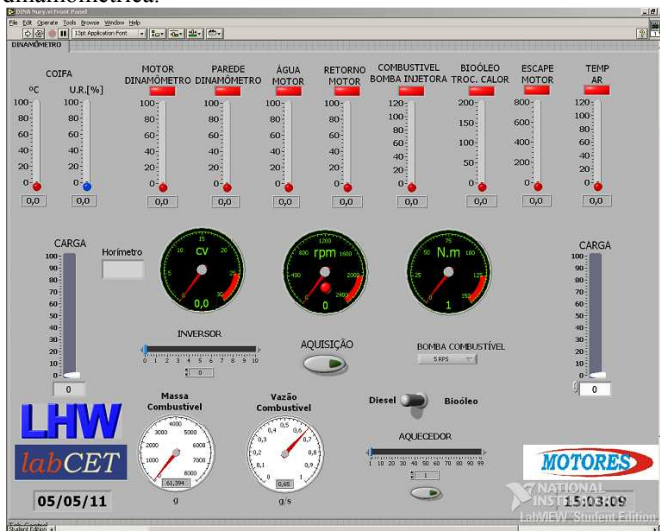


(b) Sonda de medição na tubulação de exaustão.

3.1.4 Sistema de controle e aquisição de dados

A leitura e registro de todas as medições foram realizados através de um sistema de aquisição de dados, composto por uma placa de aquisição de dados marca Agilent Technologies. Para controle do ensaio foi desenvolvido um sistema eletrônico. Ambos, a aquisição de dados e o controle eletrônico, foram conectados ao computador da bancada experimental, utilizando programação LabVIEW versão 7.1. A interface do programa é mostrada na Figura 12. Na parte superior são mostradas as temperaturas de interesse. Ao centro da figura são mostrados os valores de potência, rotação e torque do motor, medidos no dinamômetro. Igualmente, na parte inferior, são mostrados os indicadores da vazão de combustível e combustível total consumido nos testes. Duas barras seletoras para controle da carga aplicada ao dinamômetro são mostradas à direita e à esquerda do monitor. Na parte inferior há duas barras seletoras para o controle do inversor de frequência da bomba da água de resfriamento do motor e, finalmente, para o controle do aquecedor elétrico. Para o acionamento da bomba de combustível (bomba bio-óleo) há um botão para seleção da rotação em rps (revoluções/segundo). Um botão na forma de interruptor aciona a válvula 3/2 para a troca de combustível. A figura mostra também o botão utilizado para aquisição de dados, os quais são armazenados em planilha Excel.

Figura 12 – Interface do programa para controle dos testes em bancada dinamométrica.

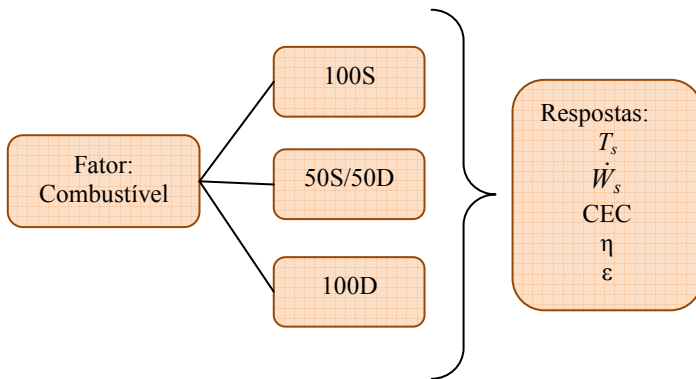


Os controles do inversor de frequência e do aquecedor são realizados através de sinal de modulação por largura de pulso, mais conhecido por seu nome em inglês *Pulse Width Modulation* (PWM). As barras seletoras mostradas na interface são utilizadas para variar o período em nível alto do sinal PWM aplicado a cada componente em particular. Este período em nível alto corresponde à porcentagem de tempo em que o sinal PWM fica acionando o componente. O controle do aquecedor elétrico é realizado em função da temperatura de entrada na bomba injetora.

3.2 ANÁLISE ESTATÍSTICA DOS RESULTADOS

De acordo com procedimentos previamente estabelecidos, foram realizados três ensaios para cada tipo de combustível, com resultados finais avaliados através de análise estatística experimental de um fator e respectiva análise de variância (ANOVA). O fator selecionado foi o combustível, conforme ilustrado na Figura 13. Três níveis de teste foram considerados: bio-óleo de soja 100S, óleo diesel 100D e mistura 50S/50D. As respostas para análise no projeto experimental foram os parâmetros de desempenho do motor.

Figura 13 – Planejamento experimental de um fator.



O projeto experimental e sua análise estatística foram desenvolvidos segundo Montgomery (2001). ANOVA é um método estatístico que avalia se existe diferença estatística significativa entre médias comparando a variabilidade relacionada com as várias médias (entre grupos) com a variabilidade intrínseca de cada grupo (dentro dos grupos). No caso do projeto experimental de um fator, cada grupo ou tratamento corresponde aos diferentes níveis do fator. O modelo ANOVA testa se todas as médias são iguais ou se pelo menos uma é diferente. O teste de hipóteses é proposto da seguinte maneira:

- $H_o: \bar{x}_1 = \bar{x}_2 = \dots \bar{x}_i$, as médias dos tratamentos são iguais, hipótese nula;
- $H_a: \bar{x}_i \neq \bar{x}_k$, para algum par (i,k) de tratamentos a média é diferente, hipótese alternativa.

O teste é avaliado através da estatística F. A qual é dada pela razão de duas variâncias amostrais. A variância entre grupos denominada como quadrado médio dos tratamentos QM_{trat} e a variância dentro dos grupos denominada como quadrado médio do erro QM_{erro} , portanto:

$$F = \frac{QM_{trat}}{QM_{erro}} \quad (3.1)$$

A estatística F é baseada na distribuição F , estendida unilateralmente à direita. A avaliação do teste de hipótese é realizada com a curva de probabilidade desta distribuição, comparando o nível de significância (α) escolhido com a probabilidade descrita pelos dados

analisados. Consiste em determinar o valor p de probabilidade da distribuição apresentada pelos dados experimentais. O valor p é a área à direita do ponto definido pela estatística F . Se esta probabilidade é menor que o nível de significância, é rejeitada a hipótese nula, H_0 e aceita a hipótese alternativa, H_a . Na Figura 14 é representada a curva de probabilidade da distribuição F . As equações utilizadas para o delineamento da ANOVA estão apresentadas na Tabela 6, sendo posteriormente os resultados de teste ANOVA apresentados no mesmo formato.

Figura 14 – Representação da curva de distribuição F .

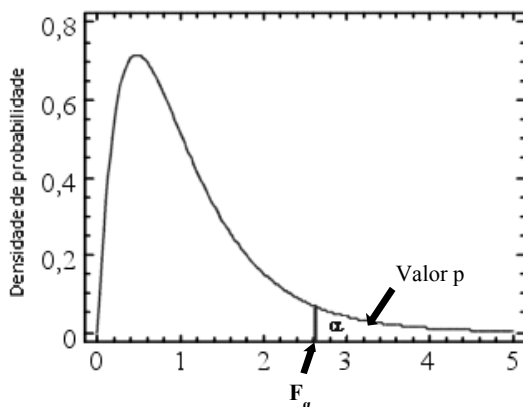


Tabela 6 – Modelo de uma tabela de resultados de teste ANOVA.

Fonte de variação	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	F	p
Entre Tratamentos	$l-1$	SQ_{trat}	$QM_{trat} = \frac{SQ_{trat}}{gl_{trat}}$	$F = \frac{QM_{trat}}{QM_{erro}}$	
Dentro de tratamentos (Erro)	$M-l$	SQ_{erro}	$QM_{erro} = \frac{SQ_{erro}}{gl_{erro}}$		
Total	$M-1$	SQ_{total}			

Na Tabela 6, l corresponde ao número de tratamentos ou níveis, M é o total de dados experimentais e SQ é a soma de quadrados para o cálculo de variância dos dados avaliados. Para a utilização da ANOVA, as observações devem ser independentes e proceder de distribuições

normais com variâncias iguais. Para verificar o cumprimento destas condições foram realizados dois testes preliminares, o teste de distribuição normal e o teste de variâncias iguais.

Se a hipótese nula é rejeitada, a ANOVA não informa qual média ou tratamento é diferente. Portanto, posteriormente deve ser realizado um teste de comparação múltipla. Mediante a ANOVA se testou se havia diferença significativa entre as médias das respostas no motor quando operou com os diferentes combustíveis. De acordo ao resultado específico encontrado com a ANOVA, foi utilizado o teste de comparação múltipla denominado teste *Dunnnett*⁷ para comparar os resultados da mistura 50S/50D e do óleo 100S com o combustível padrão, o óleo 100D. A análise estatística utilizada foi desenvolvida com um nível de significância de 5%.

Os testes preliminares (distribuição normal, variâncias iguais), o teste ANOVA e o teste *Dunnnett* foram desenvolvidos através do software estatístico *Minitab* versão 14.

3.3 INCERTEZAS DAS MEDIÇÕES

Em todo processo de medição não é possível obter uma medição exata. Todo resultado de uma medição é composto do resultado base e de uma incerteza de medição. O resultado base é o valor medido e corresponde à posição central do resultado da medição, sendo o valor mais próximo do valor verdadeiro. A incerteza de medição é a parcela de dúvida associada à medição, descrevendo a faixa de medição em torno do resultado base (GONÇALVES e SOUSA 2008). As incertezas das medições realizadas foram determinadas segundo procedimento recomendado na guia correspondente de INMETRO (2003). Nas medições dos testes na bancada dinamométrica foram estimadas incertezas padrão combinadas constituídas por incertezas padrão tipo A e tipo B.

As incertezas padrão tipo A correspondem às incertezas calculadas a partir de uma série de observações. As incertezas padrão tipo B correspondem às incertezas de medições que não foram obtidas através de observações repetidas. Esta incerteza é estimada baseando-se nas informações disponíveis sobre a variável de medição. Estas informações podem ser medições prévias, especificações do fabricante,

⁷ Teste estatístico que permite comparar cada tratamento com outro de controle ou padrão, conservando o nível de significância global.

dados fornecidos em certificados de calibração, experiência ou conhecimento do comportamento dos instrumentos de medição.

Nos ensaios na bancada dinamométrica foram realizadas várias leituras em cada ponto experimental (condição de carga). Adicionalmente, foram realizados três ensaios com cada combustível. Nesta condição existem dois componentes aleatórios da variância dos dados medidos de uma variável. Um componente intra-dia e um componente entre-dias. Segundo o anexo H do INMETRO (2003), o desvio padrão experimental é calculado segundo a seguinte equação:

$$s^2(\bar{x}) = \frac{1}{J(J-1)} \sum_{j=1}^J (\bar{x}_j - \bar{x})^2 \quad (3.2)$$

onde $s^2(\bar{x})$ representa a variância da média global, \bar{x} a média global de todos os dados, \bar{x}_j a média das observações de cada dia e J o número de dias, sendo $J = 3$ neste trabalho (número de ensaios). Esta é a incerteza tipo A, $u_A(x)$, calculada para uma variável x .

A incerteza tipo B, $u_B(x)$, de uma variável x , foi estimada conforme a cadeia de medição dos equipamentos. O cálculo é considerado como a combinação de todas as fontes de incerteza $u_i(x)$ (repetitividade e resolução do equipamento, sistema de aquisição, etc.) como é mostrada na equação (3.3). Para a avaliação desta incerteza foi utilizada a informação disponível nos manuais dos equipamentos.

$$u_B^2(x) = u_1^2(x) + u_2^2(x) + \dots + u_i^2(x) \quad (3.3)$$

Da combinação da incerteza tipo A e da incerteza tipo B se obtém a incerteza combinada, a qual é expressa segundo a equação (3.4):

$$u_C^2(x) = u_A^2(x) + u_B^2(x) \quad (3.4)$$

onde $u_C(x)$ representa a incerteza combinada da variável x .

Os procedimentos de cálculo de incerteza acima apresentados foram aplicados nas variáveis que foram medidas diretamente como torque, rotação, vazão de combustível, temperatura dos gases de exaustão e as emissões de CO, CO₂ e NO_x. No caso de parâmetros medidos indiretamente, obtidos a partir de relações de outras variáveis

como é o caso da potência e do consumo específico de combustível, a incerteza combinada é determinada a partir da equação (3.5).

$$u_C^2(f) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u_C^2(x_i) \quad (3.5)$$

onde f representa a variável definida em função das variáveis x_i , cada $u_C(x_i)$ corresponde à incerteza combinada da variável x_i , estimada segundo foi explicado anteriormente.

A incerteza combinada de cada variável foi multiplicada pelo fator de abrangência k_p para obter a incerteza expandida da respectiva variável. Esta incerteza é o intervalo dentro do qual, para uma probabilidade definida, espera-se encontrar a componente aleatória dos erros do processo de medição (GONÇALVES e SOUSA 2008). O fator k_p representa um intervalo de expansão da incerteza combinada segundo um nível de probabilidade da distribuição de *t-student*. Neste trabalho foi escolhida uma probabilidade de 95%. A incerteza expandida é calculada segundo a equação (3.6).

$$U(x) = k_p u_C(x) \quad (3.6)$$

Ainda, o fator k_p depende da quantidade de graus de liberdade efetivos resultante de uma determinada combinação de incertezas. Para se determinar o número de graus de liberdade usa-se a equação (3.7):

$$\frac{u_C^4(x)}{l_{ef}} = \frac{u_A^4(x)}{l_{ef,A}} + \frac{u_B^4(x)}{l_{ef,B}} \quad (3.7)$$

onde l_{ef} representa o número de graus de liberdade efetivos da incerteza combinada da variável x , $l_{ef,A}$ e $l_{ef,B}$ os graus de liberdade efetivos da incerteza tipo A e tipo B da variável x , respectivamente.

Os resultados do cálculo de incertezas de todas as medições são apresentados no APÊNDICE A.

4 CARACTERIZAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS

Para estudar o comportamento dos combustíveis testados no motor diesel foram medidas as propriedades físico-químicas de interesse. Neste capítulo são apresentados o procedimento de medição e os resultados correspondentes às propriedades físico-químicas. Estas propriedades são viscosidade dinâmica, massa específica, poder calorífico, composição química, ponto de fulgor, microrresíduo de carbono e estabilidade à oxidação. O número de cetano não foi medido experimentalmente, mas foi considerado através da literatura disponível.

4.1 PROCEDIMENTOS DE MEDIÇÃO

Para medição do poder calorífico superior, poder calorífico inferior, viscosidade cinemática, composição química e estabilidade à oxidação foram contratados os serviços do Instituto Nacional de Tecnologia do Rio de Janeiro (INT). Para medição do ponto de fulgor e microrresíduo de carbono foram contratados os serviços do Instituto de Tecnologia do Paraná (TECPAR). A medição de viscosidade dinâmica foi realizada no Núcleo de Pesquisa em Materiais Cerâmicos e Vidros (CERMAT) da UFSC e a medição da massa específica foi realizada no LabCET.

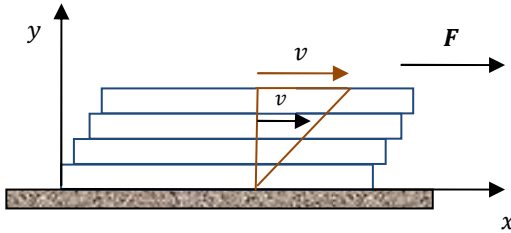
Viscosidade

A viscosidade dinâmica é a propriedade do fluido associada a sua resistência às tensões de cisalhamento. Quando o fluido é submetido a uma tensão de cisalhamento, experimenta uma taxa de deformação (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006). As camadas de fluido em movimento paralelo à superfície variam sua velocidade, conforme mostrado na Figura 15 e equação (4.1),

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (4.1)$$

onde τ é o tensão de cisalhamento em (Pa), dv/dy é a taxa de deformação medida em (1/s) e μ é a viscosidade absoluta ou viscosidade dinâmica em (Pa.s) e corresponde à constante de proporcionalidade entre a tensão de cisalhamento e a deformação.

Figura 15 – Deformação resultante em um fluido submetido à tensão de cisalhamento na direção x .



O procedimento adotado para determinar a viscosidade dinâmica consistiu na utilização de um viscosímetro de cilindros concêntricos modelo HAAKE VT550 da *Thermo Electron Corporation*, disponível no CERMAT (Figura 16). O equipamento consiste de um corpo principal conectado a um banho termostático para controle da temperatura da amostra. Os resultados são visualizados e salvos em computador.

Figura 16 – Viscosímetro de cilindros concêntricos (CERMAT).



O corpo principal do viscosímetro consiste de um rotor e de um copo para a amostra. Estes dois elementos são mostrados na Figura 17. Para a medição da viscosidade, a amostra é colocada no copo e este é fixado no viscosímetro formando um sistema de cilindros concêntricos junto com o rotor que gira dentro do copo. A amostra permanece na interface entre os dois cilindros, sendo medida a resistência ao

movimento rotacional oferecida pelo fluido, como se fosse um torque (frenagem) no eixo medidor ou rotor quando este gira até uma velocidade angular determinada. O equipamento dispõe de sensores para registrar o torque, a velocidade e a temperatura. A viscosidade dinâmica do fluido é calculada através de software de acordo com a equação (4.1). Foram medidas as viscosidades dinâmicas nas temperaturas de 25°C, 40°C, 55°C, 70°C e 85°C. O banho termostático permite variar a temperatura da amostra.

Figura 17 – Rotor e copo do viscosímetro de cilindros concêntricos.



A viscosidade pode ser também expressa como viscosidade relativa ou cinemática. A viscosidade cinemática, definida como a relação da viscosidade dinâmica e massa específica do fluido pode ser calculada através da equação (4.2),

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} 10^3 \quad (4.2)$$

onde ν é a viscosidade cinemática medida em (mm²/s), μ é a viscosidade dinâmica medida em (mPa.s) e ρ é a massa específica medida em (kg/m³).

A medição direta da viscosidade cinemática foi realizada no INT segundo o método descrito na norma ABNT NBR-10441.

Massa específica

A massa específica expressa a relação da massa por unidade de volume, na forma

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (4.3)$$

onde ρ é a massa específica em (kg/m³), m a massa em (kg) e V o volume em (m³).

O procedimento adotado para determinar a massa específica consistiu na utilização de uma balança eletrônica de precisão marca KERN, modelo EW 220 – 3 NW, disponível no LabCET. A balança dispõe de acessórios específicos para medição de massa específica. A medição é realizada de acordo com o princípio de Arquimedes, em que um sólido imerso em um líquido está sujeito a uma força de empuxo. A densidade do líquido é determinada pelo empuxo sobre um contrapeso de vidro de volume previamente definido. O display da balança já fornece a massa específica em (dag/cm³).

Um termômetro foi utilizado para registrar a temperatura da amostra. Para realizar a medição da massa específica a diferentes temperaturas foi construído com fio resistivo de níquel-cromo, um aquecedor elétrico de 49 Ω de resistência. Duas camadas de manta cerâmica foram utilizadas como isolante. A potência do aquecedor foi medida em torno de 130 W. A massa específica foi medida na faixa de temperatura de 25°C a 85°C, aproximadamente. A Figura 18 mostra o processo de aquecimento e de medição na balança.

Figura 18 – (a) Aquecimento da amostra. (b) Medição da massa específica.



Para a medição, são fixadas no centro da balança uma estrutura e uma plataforma. Um béquer é apoiado sobre a plataforma. Um disco com o contrapeso de vidro, suspenso por um fio de aço inoxidável é apoiado no topo da estrutura, pendurando no interior do béquer. Nesse momento se realiza a tara da balança. Em seguida, o béquer é

preenchido com a amostra até que a superfície esteja aproximadamente 10 mm acima do contrapeso e imediatamente o display apresenta a massa específica da amostra.

Poder calorífico

O poder calorífico indica a quantidade de energia que pode liberar o combustível. A liberação de energia acontece quando são quebradas as ligações atômicas. Por isso o poder calorífico depende da composição química e do arranjo estrutural (atômico) dentro da substância.

Segundo Moran e Shapiro (2006) o poder calorífico de um combustível, corresponde ao valor positivo da entalpia de combustão. A entalpia de combustão é a diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes quando uma unidade de massa de combustível reage completamente e tanto os reagentes como os produtos se encontram à mesma temperatura e pressão. Como na reação de oxidação de um combustível há liberação de energia, esta entalpia de combustão tem um valor negativo.

Neste trabalho foram medidos o poder calorífico superior (PCS) e o poder calorífico inferior (PCI). O PCS corresponde à energia total liberada no processo de combustão. O PCI corresponde à energia líquida liberada, descontando-se o calor latente associado ao vapor de água formado na reação de combustão. Os valores de PCS e PCI são reportados na literatura na temperatura de referência igual a 25°C e pressão de 101325 Pa.

Os valores do PCS e do PCI foram determinados pelo INT, seguindo procedimento estabelecido na norma ASTM D 4809.

Número de cetano

O número de cetano é um indicativo da qualidade de ignição de um combustível diesel. O número de cetano mantém relação com o atraso de ignição. Segundo Heywood (1988), um maior número de cetano representa menor atraso de ignição e, por conseguinte melhor qualidade na ignição. Ao contrário, os combustíveis com número de cetano baixo requerem maior tempo para a ignição. Este tipo de combustão produz ruído excessivo, aumento de fuligem e redução na eficiência do motor.

A determinação do número de cetano está descrita na norma ASTM D 613. No procedimento de medição é utilizado um motor

padrão de teste de relação de compressão variável, denominado motor CFR. O número de cetano dos óleos vegetais e do óleo diesel não foi determinado experimentalmente, foram tomados dados registrados na literatura que serão apresentados no item 4.2.

Composição química

A composição química é significativa na capacidade de um combustível para liberar energia. Os elementos que fornecem energia com sua oxidação são carbono (C), hidrogênio (H) e enxofre (S), os quais são os principais elementos constituintes dos hidrocarbonetos. Além de influenciar no poder calorífico, a composição química do combustível ajuda a estimar os produtos da combustão visando as possíveis emissões nos gases de exaustão. Por exemplo, a presença de enxofre no combustível induz a formação de óxidos de enxofre, agentes de corrosão e poluição. As porcentagens de carbono e hidrogênio ajudam a estimar a quantidade de CO₂, CO e H₂O presente nos gases de exaustão. O oxigênio (O) é um elemento importante devido a sua influencia na qualidade da combustão por sua ação comburente na reação. Os óleos vegetais apresentam oxigênio. O nitrogênio (N) pode ser encontrado nos bio-óleos, especialmente quando ocorreram transformações orgânicas de seus triglicerídeos originais.

A determinação porcentual de teor de carbono, hidrogênio e nitrogênio do óleo de soja foi realizada pelo INT sob o procedimento da norma ASTM D 5291. No mesmo laboratório foi determinado o teor de enxofre total, seguindo a norma ASTM D 5453.

Ponto de fulgor

O ponto de fulgor ou ponto de inflamação é a mínima temperatura na qual os vapores formados se inflamam ao aproximar uma faísca ou fonte externa de calor. O conhecimento deste ponto é útil no entendimento da combustão e no referente à segurança. No processo de combustão o ponto de fulgor indica a temperatura do combustível para atingir sua inflamabilidade. Na segurança, este ponto é útil no referente a riscos de transporte e armazenagem. Com o ponto de fulgor se estima a temperatura máxima de armazenagem do combustível sem risco de inflamação.

A determinação do ponto de fulgor dos óleos vegetais foi realizada no TECPAR segundo o procedimento descrito na norma NBR

11.341:2008, denominado método de ponto de fulgor com vaso aberto Cleveland.

Microrresíduo de carbono

O microrresíduo de carbono representa a porcentagem de carbono que o combustível deixa quando é evaporado completamente. É importante pela indicação da possível formação de carvão nos elementos do motor como bico injetor, pistão e anéis. Geralmente são empregados dois métodos padrão de determinação do microrresíduo de carbono. O método Conradson ASTM D 4530 e o método Ramsbottom ASTM D 524. No procedimento Conradson, 10g de amostra de óleo é pesada e colocada em um crisol finamente polido. A amostra é aquecida até evaporar completamente, deixando no crisol o resíduo de carbono. Por pesagem é determinada a porcentagem de carbono com relação à pesagem inicial.

A medição do microrresíduo de carbono foi realizada no TECPAR segundo o procedimento da norma ASTM D 4530 ou método Conradson.

Estabilidade à oxidação

Os óleos vegetais e gorduras se deterioram durante o armazenamento em atmosfera de oxigênio, devido à auto-oxidação. A oxidação ocorre nos ácidos graxos com ligações duplas onde uma ligação se abre e liga um átomo de oxigênio. Dependendo da composição de ácidos graxos que formam os triglicerídeos, os bio-óleos apresentam maior ou menor estabilidade à oxidação durante o tempo de armazenagem. Quando ocorre a oxidação, o óleo experimenta degradação, muda a cor, o odor, a viscosidade entre outras propriedades, pela formação de novos compostos no óleo.

No ensaio de estabilidade à oxidação se mede o tempo em horas que demora em oxidar-se uma amostra de óleo quando é submetida a uma temperatura de 110°C e um fluxo de ar. A medição desta propriedade foi realizada no INT seguindo o procedimento estabelecido na norma EN 14112.

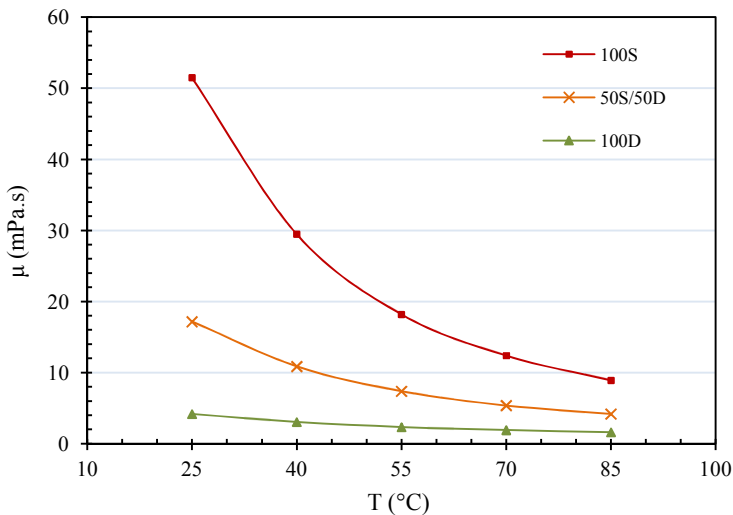
4.2 PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS

Os resultados das propriedades físico-químicas determinadas segundo os procedimentos descritos no item 4.1 são apresentados a seguir.

Viscosidade dinâmica

Os resultados relativos à viscosidade dinâmica dos óleos 100S, 50S/50D e 100D são mostrados na Figura 19. As medições dos ensaios triplicados realizados com cada óleo são apresentadas no APÊNDICE B. As curvas da Figura 19 correspondem ao valor médio das medições. Observa-se que a curva de viscosidade em função da temperatura apresenta o mesmo comportamento nos três combustíveis. Os resultados obtidos são coerentes com o encontrado na literatura. Na temperatura ambiente, a viscosidade do óleo 100S é 12 vezes maior que a viscosidade do óleo 100D. A mistura 50S/50D reduz significativamente a viscosidade do bio-óleo. Destaca-se que com o aquecimento do óleo 100S até 85°C, obtém-se uma viscosidade seis vezes menor que a correspondente à temperatura ambiente.

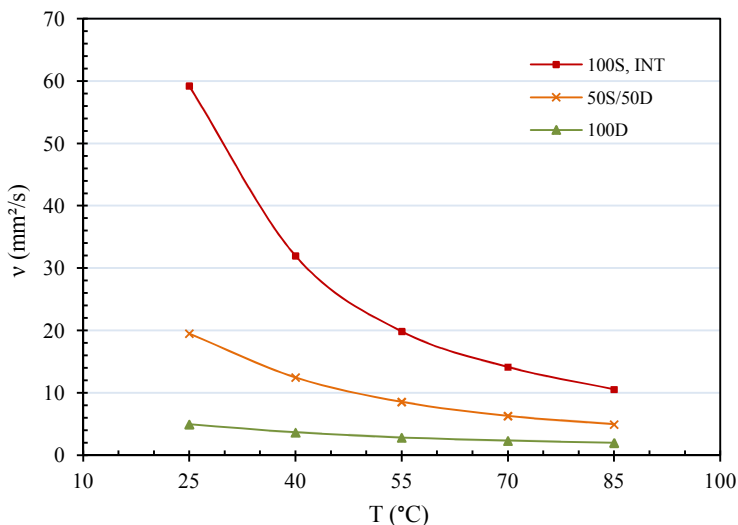
Figura 19 – Viscosidade dinâmica em função da temperatura do óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.



Viscosidade cinemática

Os resultados do ensaio de viscosidade cinemática do óleo 100S realizado no INT são apresentados no gráfico da Figura 20. Em base às medições de viscosidade dinâmica e massa específica foi calculada a viscosidade cinemática para a mistura 50S/50D e para o óleo 100D e seu resultado é também apresentado na Figura 20.

Figura 20 – Viscosidade cinemática do óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.



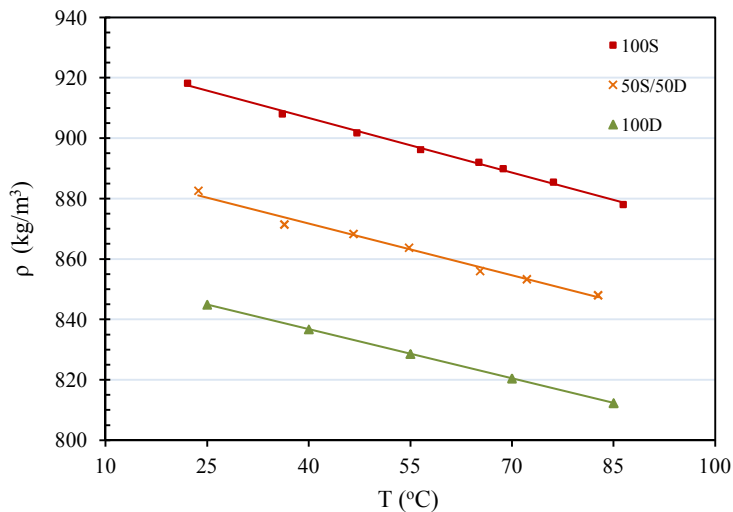
Massa específica

Os resultados da massa específica em função da temperatura dos óleos 100S, 50S/50D e 100D são mostrados na Figura 21. Observa-se o comportamento linear da massa específica. No caso do óleo 100S, encontrou-se que sua massa específica é aproximadamente 8% maior à massa específica do óleo 100D em toda a faixa de temperatura.

Por segurança, pelo baixo ponto de fulgor, a massa específica do óleo 100D somente foi medida na temperatura ambiente, registrando um valor de $846,4 \text{ kg/m}^3$ a $21,2 \text{ °C}$. Partindo da relação de mistura e dos resultados medidos para óleo 100S e mistura 50S/50D, foi determinada a curva da massa específica do óleo 100D. O valor medido da massa específica na temperatura ambiente para o óleo 100D valida a curva

estimada. O procedimento seguido para a determinação desta curva e os resultados das medições são apresentados no APÊNDICE B.

Figura 21 – Massa específica em função da temperatura do óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.



Poder calorífico

Os resultados relativos ao poder calorífico inferior e superior do óleo 100S realizados no laboratório do INT são apresentados na Tabela 7. O PCI da mistura foi calculado conforme as frações mássicas de óleo 100S e óleo 100D.

Tabela 7 – Poder calorífico inferior de óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.

Combustível	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	PCI (kJ/kg)	% diferença em relação ao óleo 100D
100S *	9265 ± 7	8678 ± 7	36333 ± 29	- 14,1
50S/50D	9978	9361	39191	- 7,3
100D **	10750	10100	42287	

*Resultado do INT.

**Fonte: Balanço Energético Nacional (BEN, 2011).

Número de cetano

Os dados referentes ao número de cetano para os óleos 100D e 100S são apresentados na Tabela 8. Segundo a Resolução ANP N° 65 de 09/12/2011 sobre especificações de óleo diesel no Brasil, o número de cetano mínimo é 42 para óleo diesel rodoviário S1800 tipo B (ANEXO A).

Tabela 8 – Número de cetano do óleo 100D e óleo 100S segundo a literatura.

Combustível	Número de cetano	Referência
100D	47	Altin et al. (2001)
	47	Ramadhas et al. (2004)
	50	Sidibé et al. (2010)
	48	Al-Dawody e Bhatti (2011)
100S	37,9	Altin et al. (2001)
	38,1	Demirbas (2003)
	38	Ramadhas et al. (2004)
	36-38	Sidibé et al. (2010)

Composição química

Geralmente os óleos vegetais são triglicerídeos, ésteres compostos principalmente de carbono, hidrogênio e oxigênio. A composição elementar do óleo 100S é apresentada na Tabela 9. A porcentagem de oxigênio foi estimada como complemento para 100% da soma das porcentagens medidas experimentalmente de carbono, hidrogênio e nitrogênio. Segundo Moretto e Fett (1986), os óleos vegetais brutos contêm menos de 5% de não glicerídeos. Este pequeno percentual corresponde a compostos como proteínas, fosfatídeos (glicerol esterificado com ácido fosfórico), ceras, esteróis, corantes, tocoferóis, entre outros. Esta é a razão da presença de nitrogênio, devido a que o óleo de soja utilizado foi óleo vegetal bruto ou cru, sem nenhum processo de refinação.

Partindo da composição elementar, foi estimada a fórmula empírica para o óleo 100S: $C_{44,19}H_{78,04}O_{4,17}N$. Cada molécula de um triglicerídeo está formada por seis átomos de oxigênio. Convertendo o número de átomos de oxigênio equivalente a 6, obtém-se a fórmula molecular $C_{63,6}H_{112,4}O_6N_{1,4}$, importante para o balanço de massa na reação de combustão.

A fórmula molecular da mistura 50S/50D foi estimada como $C_{20,09}H_{39,54}O_{0,9403}N_{0,2194}$, partindo da relação volumétrica, massa específica, frações mássicas e frações molares de cada componente da mistura. O óleo diesel é modelado como $C_{12}H_{26}$.

Tabela 9 – Composição mássica de carbono, hidrogênio, nitrogênio, oxigênio e enxofre para o óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.

Combustível	C (%m/m)	H (%m/m)	N (%m/m)	O (%m/m)	S (mg/kg)
100S *	76,91	11,40	2,03	9,66	1,24
50S/50D	80,63	13,32	1,03	5,03	-
100D	84,6	15,4	-	-	1800

*O conteúdo de oxigênio foi estimado pela diferença com as outras porcentagens.

Ponto de fulgor

O resultado correspondente ao ensaio de ponto de fulgor para óleo de soja, realizado pelo TECPAR, é apresentado na Tabela 10. Observa-se que o ponto de fulgor do óleo de soja é aproximadamente sete vezes o ponto de fulgor do óleo diesel. Como mostrado no ANEXO A, o mínimo ponto de fulgor para óleo diesel rodoviário tipo A e tipo B é 38°C.

Tabela 10 – Ponto de fulgor de óleo 100S e óleo 100D.

Combustível	Ponto de fulgor (°C)
100S	292
100D	38

Microrresíduo de carbono

O resultado correspondente ao microrresíduo de carbono para óleo de soja é apresentado na Tabela 11. Observa-se que o microrresíduo de carbono do óleo de soja é quase duas vezes o microrresíduo de carbono do óleo diesel. Isto representa maior potencial de formação de depósitos de carvão nos elementos do motor. A Resolução ANP N° 65, de 09/12/2011 estabelece como máximo 0,25% em massa de resíduo de carbono Ramsbottom norma ABNT NBR 14318 / ASTM D 524 para óleo diesel rodoviário tipo A e tipo B.

Tabela 11 – Microrresíduo de carbono de óleo 100S e óleo 100D.

Combustível	Microrresíduo de carbono (% em massa)
100S	0,482
100D	0,25

Estabilidade à oxidação

O resultado experimental da estabilidade à oxidação do óleo de soja é apresentado na Tabela 12. Para o óleo diesel não é registrado valor pela sua condição de maior estabilidade à oxidação.

Tabela 12 – Estabilidade à oxidação do óleo 100S.

Combustível	Estabilidade à oxidação a 110°C (h)
100S	4,64

Considerações finais

Relativamente à caracterização das propriedades físico-químicas dos combustíveis testados, o óleo 100S apresenta menor PCI, menor número de cetano, maior ponto de fulgor, maior viscosidade e maior massa específica. O PCI do óleo 100S e da mistura 50S/50D é 14,1% e 7,3% menor ao PCI do óleo 100D, respectivamente.

Na temperatura da entrada da bomba injetora, óleo 100S (85°C), mistura 50S/50D (65°C) e óleo 100D (25°C), a viscosidade e a massa específica do óleo 100S são 113% (2,13 vezes) e 3,8%, maiores que os valores do óleo 100D, respectivamente. Para esta condição de temperatura a mistura 50S/50D apresenta igual viscosidade e massa específica que o óleo 100D. O aquecimento reduz significativamente a viscosidade e a massa específica do óleo 100S e da mistura 50S/50D, mas o resultado para o óleo 100S é ainda superior ao apresentado pelo óleo 100D a 25°C. Isto, junto com o menor número de cetano e o maior ponto de fulgor, pode representar possíveis problemas na atomização, vaporização e mistura com ar no processo de combustão.

As porcentagens de carbono do óleo 100S e da mistura 50S/50D são menores quando comparados com o óleo 100D o que pode influenciar na porcentagem de emissões de CO₂.

A menor estabilidade à oxidação e maior microrresíduo de carbono do óleo 100S estão relacionados com a tendência do combustível de apresentar problemas de armazenagem, entupimentos e carbonização nos elementos de motor.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DISCUSSÕES

No presente capítulo são analisados os resultados relacionados com os ensaios dinamométricos, as emissões e o comportamento termodinâmico do motor operando com óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D. Os resultados experimentais são apresentados no APÊNDICE B. As barras verticais sobre cada medida experimental representam os valores de incerteza expandida.

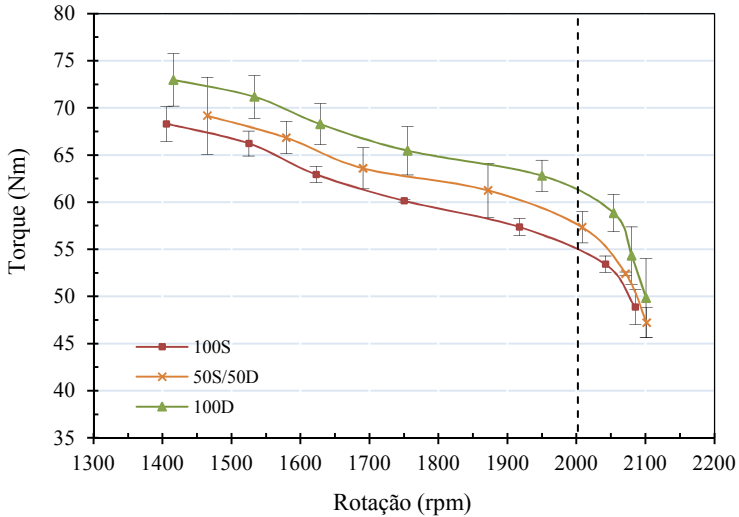
5.1 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS

Neste item são apresentados os resultados médios dos ensaios na bancada dinamométrica relacionados com as medições de torque, potência e consumo específico de combustível. Nos ensaios o motor foi ajustado para operar na condição de débito máximo.

5.1.1 Torque máximo

Os valores de torque em função da rotação para o motor operando com os combustíveis 100S, 50S/50D e 100D são apresentados no APÊNDICE B. Estes resultados são mostrados na Figura 22 e correspondem ao torque máximo desenvolvido pelo motor para cada condição de carga (operação na condição de débito máximo). Acima de 2000 rpm, na região delimitada pela linha tracejada, onde o governador atua como limitador da rotação, os dados não são considerados. Como pode ser observado, o maior valor de torque foi obtido com o óleo 100D, enquanto o menor com o óleo 100S. Um valor intermediário foi observado para a mistura 50S/50D. Para todos os casos avaliados, no entanto, o aumento da carga ocasionou a queda da rotação do sistema mecânico. As barras verticais sobre cada medida experimental representam os valores de incerteza expandida.

Figura 22 – Torque em função da rotação do motor diesel de teste operando com óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.



5.1.2 Potência

Os valores de potência efetiva em função da rotação para o motor operando com os combustíveis 100S, 50S/50D e 100D são apresentados no APÊNDICE B. Estes resultados são mostrados na Figura 23 juntamente com as incertezas expandidas de medição. Ao longo de toda a faixa de rotação, a maior potência foi desenvolvida com óleo 100D e a menor potência com óleo 100S. A mistura 50S/50D apresentou um comportamento intermediário. Em ambos os casos, os menores valores de potência encontrados estão relacionados com o menor poder calorífico inferior destes combustíveis. Novamente, na faixa acima da linha tracejada, tendo em vista a ação do governador para rotações acima de 2000 rpm, os dados não foram considerados.

Na Figura 24 são apresentadas as diferenças percentuais de potência efetiva para o motor operando com óleo 100S e mistura 50S/50D, relativamente ao óleo 100D. As curvas foram traçadas para a faixa de rotação de 1400 a 2000 rpm. O comportamento observado na variação da potência é influenciado pela variação da vazão de combustível em cada condição de carga. As maiores diferenças na potência correspondem às menores diferenças na vazão de combustível, o que reduz o efeito de compensação da diferença do PCI.

Figura 23 – Potência em função da rotação do motor diesel de teste operando com óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.

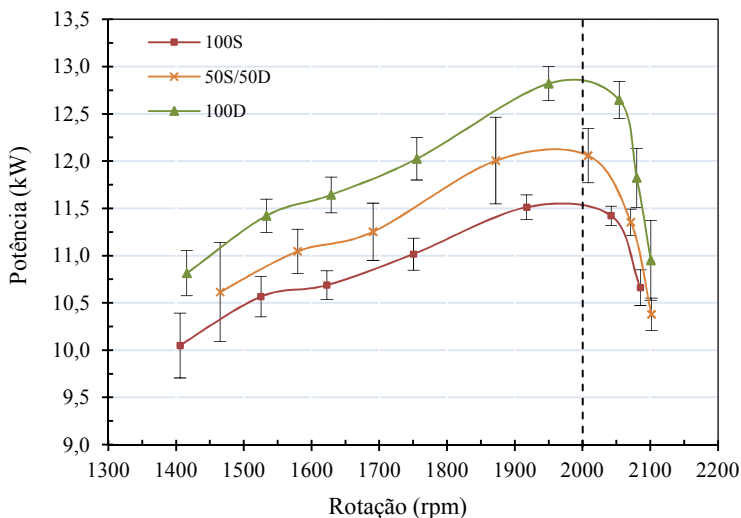
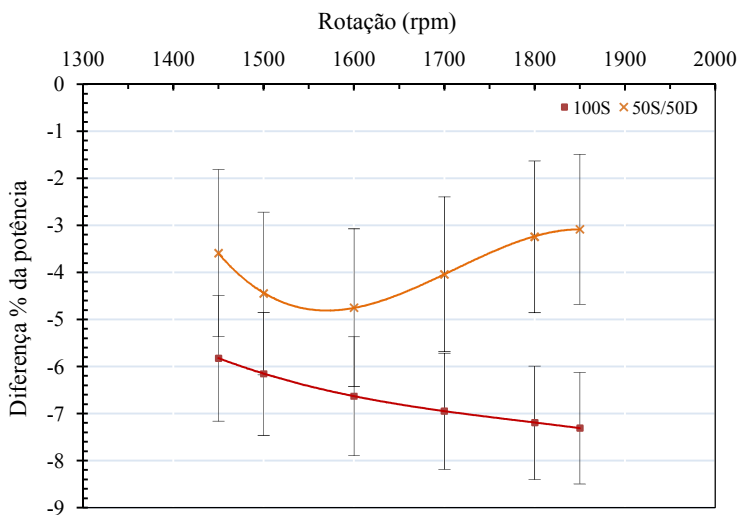


Figura 24 – Diferença percentual da potência entregue pelo motor operando com óleo 100S e mistura 50S/50D em comparação com óleo 100D.



Considerando o acoplamento do motor com um gerador elétrico de 4 polos e 60Hz, a condição de rotação é 1800 rpm. Portanto, nesta

condição foram delineadas comparações estatísticas entre os valores de potência utilizando-se os testes estatísticos ANOVA e *Dunnett*. Os dados dos três ensaios para a rotação de 1800 rpm são apresentados na Tabela 13. Os procedimentos foram realizados utilizando-se o *software Minitab* versão 14, no qual os combustíveis 100S, 50S/50D e 100D foram identificados como 1, 2 e 3, respectivamente. Tal identificação foi mantida em todas as análises realizadas. Em relação ao teste ANOVA, primeiramente foram verificados os critérios de aceitação para a aplicação deste teste estatístico. Estes resultados foram satisfatórios e são apresentados no APÊNDICE C.

Na Tabela 14 são apresentados os resultados decorrentes da aplicação do teste ANOVA para os valores medidos de potência, considerando um intervalo de confiança de 95%. Como pode ser observado, foi identificada diferença estatisticamente significativa entre as médias para a potência dos três combustíveis avaliados ($p = 0,002$).

Tabela 13 – Resultados de potência a 1800 rpm (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).

Ensaio	Potência (kW)		
	100S	50S/50D	100D
1	11,19	11,98	12,05
2	11,10	11,72	12,15
3	11,23	11,39	12,05
Média	11,17	11,70	12,09

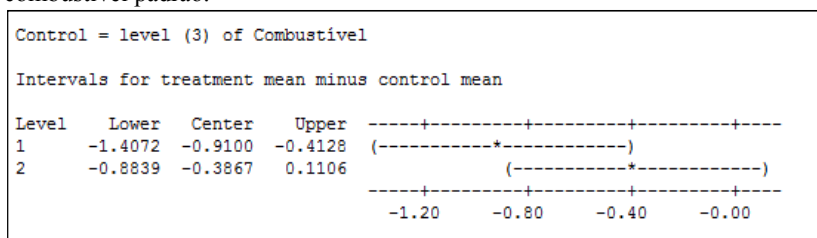
Tabela 14 – Resultados do teste ANOVA dos valores de potência a 1800 rpm do motor operando com óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.

Fonte	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	F	p
Combustível	2	1,2515	0,6257	19,72	0,002
Erro	6	0,1904	0,0317		
Total	8	1,4419			

Os resultados referentes ao teste *Dunnett*, por sua vez, são apresentados na Figura 25. Neste procedimento, os valores médios de potência dos combustíveis 100S e 50S/50D são comparados com a média do combustível padrão 100D. No *software Minitab* o resultado do teste é verificado pela representação da diferença entre médias, deste modo a média do tratamento padrão é representada com o valor zero e o

intervalo de confiança de 95% descrito por os outros tratamentos é desenhado em relação à média do padrão. Quando o valor zero se encontra dentro do intervalo, representa que não há diferença estatisticamente significativa ($p > 0,05$) entre a média do padrão e a média do tratamento relativo ao intervalo. Como pode ser observado, foi identificada diferença estatisticamente significativa para a comparação de óleo 100S com óleo 100D ($p < 0,05$), enquanto que para a comparação da mistura 50S/50D com óleo 100D tal diferença não pôde ser identificada ($p > 0,05$). Portanto, em relação às médias apresentadas na Tabela 13, a potência desenvolvida pelo motor a 1800 rpm, utilizando óleo 100S foi 7,6% menor quando comparada à potência obtida utilizando óleo 100D.

Figura 25 – Teste *Dunnnett* correspondente à média da potência do motor operando com óleo 100S e mistura 50S/50D relativamente ao óleo 100D como combustível padrão.



A análise estatística do torque não é apresentada porque corresponde aos mesmos resultados obtidos para potência devido à relação direta entre torque e potência.

5.1.3 Consumo específico

Os resultados relativos ao consumo específico de combustível foram calculados de acordo com a equação (2.4) e são apresentados no APÊNDICE B, juntamente com os valores correspondentes à vazão mássica e quantidade de combustível consumida por ciclo do motor. Estes resultados são mostrados na Figura 26 e na Figura 27 com as respectivas incertezas expandidas da medição.

Dois aspectos são considerados na análise de consumo de combustível. O primeiro mostra o consumo específico de combustível aumentando com a rotação do motor (Figura 26). O segundo mostra o

consumo de combustível por ciclo aumentando com a redução da rotação do motor (Figura 27).

Figura 26 – Consumo específico em função da rotação do motor (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).

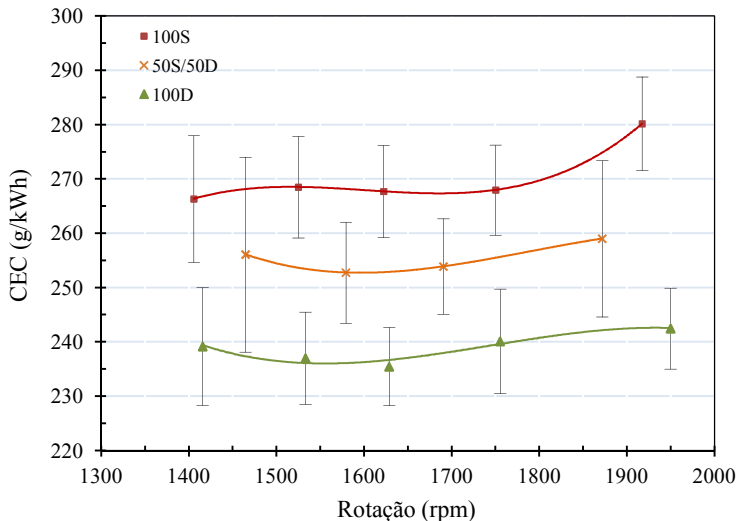
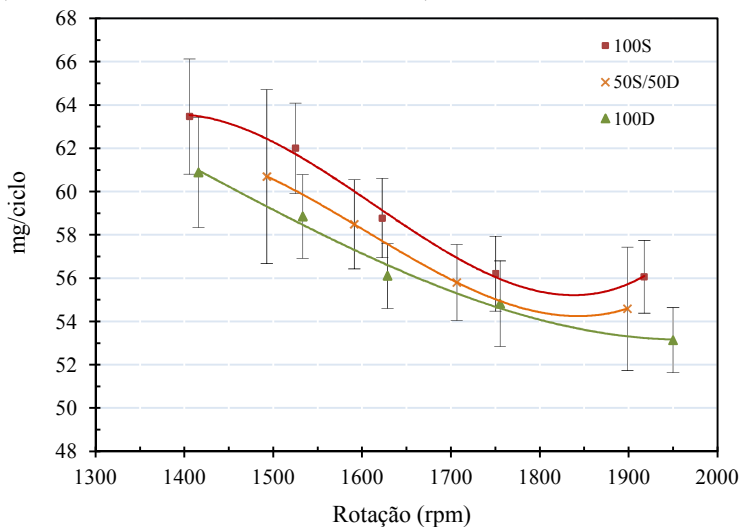


Figura 27 – Consumo de combustível por ciclo em função da rotação do motor (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).



Os resultados são coerentes às propriedades dos combustíveis relativas ao PCI e massa específica. Óleo 100S apresenta menor PCI e maior massa específica, conseqüentemente o consumo específico do motor com este combustível é maior. Precisa-se de maior quantidade de massa para fornecer uma unidade de potência. O mecanismo de injeção mecânica de combustível no motor tende a manter uma relação volumétrica constante a uma rotação determinada, portanto maior massa específica representará maior quantidade de massa de combustível injetado. Estes dois aspectos influenciam no resultado do consumo específico. Óleo 100D apresenta menor massa específica e maior PCI, sendo seu consumo específico o menor dos três combustíveis testados. Mistura 50S/50D mostra valores de massa específica e PCI intermediários aos valores para óleo 100S e óleo 100D, de modo que o comportamento do seu consumo específico foi intermediário aos outros combustíveis testados.

A influencia da diferença na massa específica é confirmada na Figura 27, onde se pode observar que o óleo 100S apresenta maior massa por ciclo para uma rotação determinada. Da mesma forma, em relação à Figura 27, pode ser observado o comportamento do sistema de injeção mecânica do motor, mostrando que a quantidade de massa de combustível injetada aumenta com a redução da rotação do motor. Provavelmente a combinação de efeitos dos componentes mecânicos do sistema de injeção (mola, alavanca de regulagem e sistema centrífugo) produz um aumento no débito de combustível com o aumento da carga e redução da rotação.

Os resultados correspondentes ao consumo específico para rotação 1800 rpm, foram igualmente comparados utilizando os testes estatísticos ANOVA e *Dunnnett*. Os testes preliminares foram satisfatórios e são apresentados no APÊNDICE C. A Tabela 15 e a Tabela 16 mostram os resultados analisados estatisticamente utilizando o *software Minitab* e os resultados do teste ANOVA, respectivamente.

Tabela 15 – Resultados do consumo específico para a rotação de 1800 rpm (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).

Ensaio	CEC (g/kWh)		
	100S	50S/50D	100D
1	273,47	257,14	243,27
2	272,11	254,42	237,14
3	269,12	260,27	246,26
Média	271,56	257,28	242,22

Tabela 16 – Resultados do teste ANOVA dos valores relativos ao consumo específico para 1800 rpm (óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D).

Fonte	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	<i>F</i>	<i>p</i>
Combustível	2	1291,8	645,9	55,15	0,000
Erro	6	70,3	11,7		
Total	8	1362,1			

Os resultados obtidos com a aplicação do teste ANOVA mostram com 95% de probabilidade, que há diferença significativa no consumo específico dos três combustíveis testados, ($p = 0,000$). Igualmente foi aplicado o teste *Dunnnett* para especificar a diferença em relação ao combustível padrão 100D. O resultado deste teste é apresentado na Figura 28. Conforme o teste, para um intervalo de confiança de 95%, foram identificadas diferenças estatisticamente significativas no consumo específico do óleo 100S e da mistura 50S/50D quando comparado com óleo 100D a 1800 rpm. Portanto, conforme a Tabela 15, o consumo específico médio do óleo 100S foi 12,1% maior que o do óleo 100D. Da mesma forma, o consumo específico médio da mistura 50S/50D foi 6,2% maior que o do óleo 100D.

Figura 28 – Teste *Dunnett* correspondente à média do consumo específico do motor operando com óleo 100S e mistura 50S/50D relativamente ao óleo 100D como combustível padrão.

Level	Lower	Center	Upper	
1	21.344	29.343	37.343	(-----*-----)
2	7.054	15.053	23.053	(-----*-----)


```
Control = level (3) of Combustível

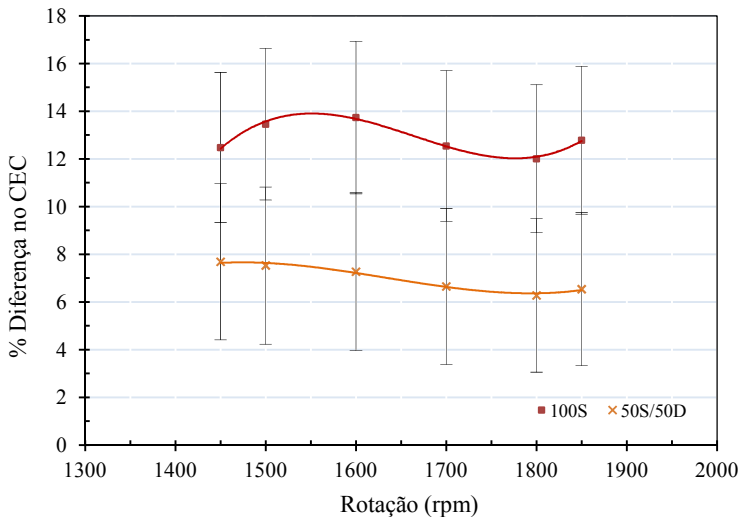
Intervals for treatment mean minus control mean

      +-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      |-----+-----+-----+-----+
      +-----+-----+-----+-----+
```


	8.0	16.0	24.0	32.0
--	-----	------	------	------

Na Figura 29 são apresentadas as diferenças percentuais de consumo específico de óleo 100S e mistura 50S/50D relativamente ao óleo 100D para toda a faixa de rotação. Segundo a tendência das curvas, as diferenças são menores se comparadas diretamente com as diferenças apresentadas no PCI dos combustíveis (Tabela 7) ou que indica um possível aumento na eficiência energética.

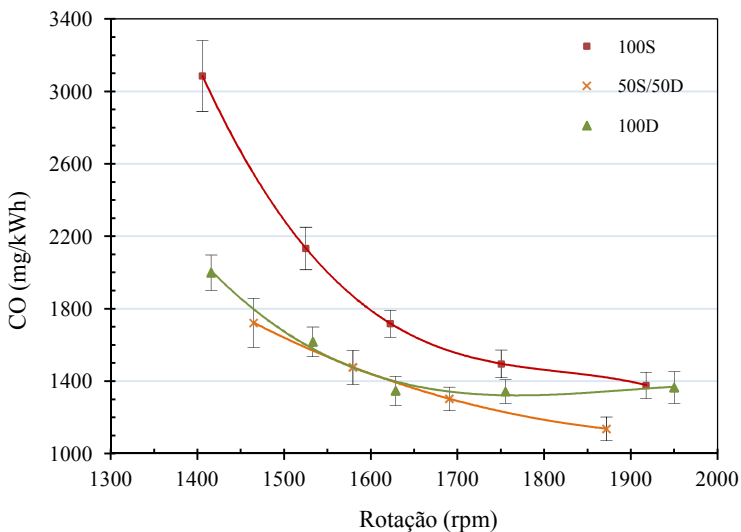
Figura 29 – Diferença percentual do consumo específico em função da rotação com óleo 100S e mistura 50S/50D em comparação com óleo 100D.



5.2 EMISSÕES

Os resultados das medições da temperatura e das emissões dos gases de exaustão são apresentados no APÊNDICE B. Os resultados correspondentes às emissões específicas de CO, mgCO/kWh e gCO/kgC do combustível, com as respectivas incertezas de medição e curvas de tendência, são mostrados na Figura 30 e na Figura 31, respectivamente. Observa-se um visível aumento na emissão de CO para baixas rotações (altas cargas) do motor. Este comportamento se repete para todos os óleos. A maior emissão de CO é consequência da maior quantidade de massa de combustível injetada. Na faixa de 1400 a 1750 rpm, o óleo 100S apresentou as maiores emissões de CO. Já no caso de óleo 100D e da mistura 50S/50D as emissões foram menores e equivalentes entre si. Para rotações acima de 1750 rpm, os valores são similares para o óleo 100S e óleo 100D.

Figura 30 – Emissões de mgCO/kWh em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.

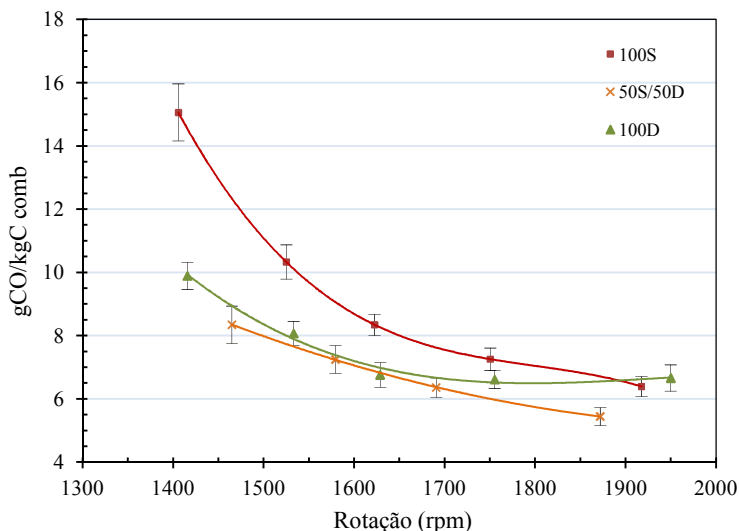


Em todos os testes, conforme mostrado na Figura 27, a massa de combustível injetada por ciclo cresce com a diminuição da rotação. Ainda, verifica-se que para a mesma rotação, foi injetada maior quantidade de massa de óleo 100S à mistura 50S/50D e óleo 100D. No comportamento da mistura 50S/50D observa-se que a diluição com 50%

de óleo 100D aproxima o comportamento da mistura àquele do óleo diesel puro.

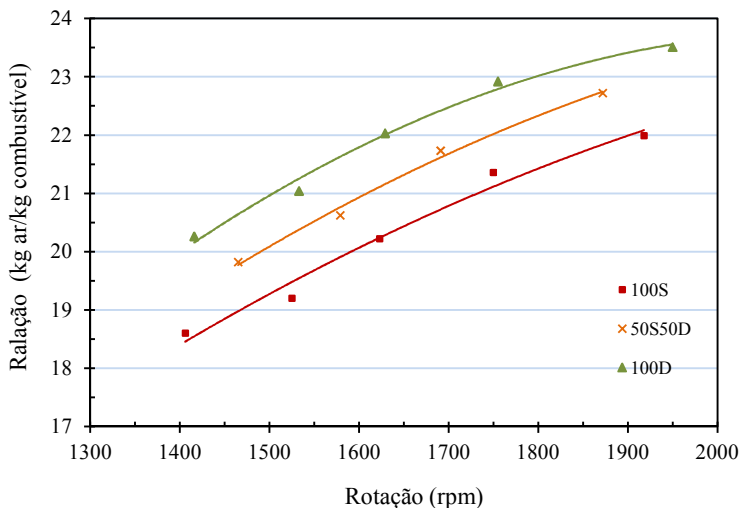
A Figura 31 apresenta as emissões de CO em gCO/kgC combustível. As maiores emissões observadas em baixas rotações está diretamente relacionada com a combustão incompleta oriunda do enriquecimento da mistura ar-combustível, o qual é confirmado com a curva da relação ar/combustível (AC), apresentada na Figura 32.

Figura 31 – Emissões de gCO/kgC combustível em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.



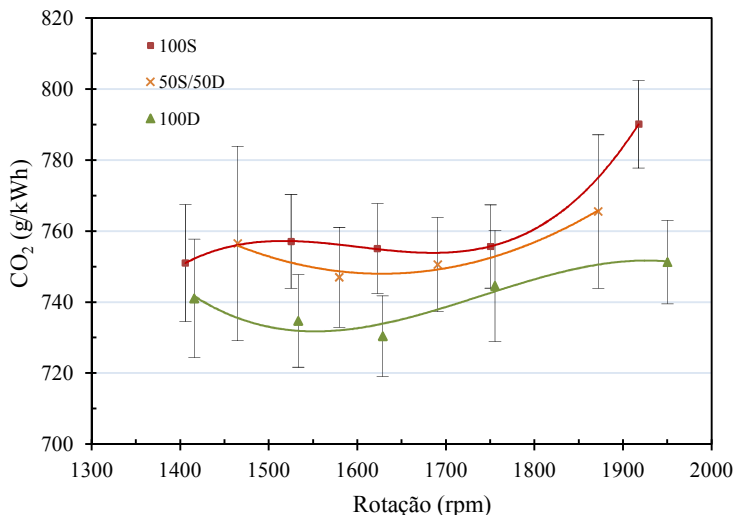
A vazão de ar admitido ao motor não foi medida experimentalmente. Partindo das emissões registradas de CO₂ e da condição de reação de combustão completa com excesso de ar, foi calculada a vazão de ar e, portanto a relação ar/combustível para cada combustível testado. Na Figura 32 é apresentada a relação ar/combustível em função da rotação. A relação ar/combustível diminui com a redução da rotação em consequência da maior quantidade de combustível injetada e da menor massa de ar. O enriquecimento da mistura ar-combustível influencia no incremento das emissões de CO. As relações ar/combustível para a condição estequiométrica de cada combustível correspondem a 12,3, 13,6 e 14,9 kg ar/kg combustível para o óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D, respectivamente.

Figura 32 – Relação ar/combustível para óleos 100S, 50S/50D e 100D.



Os resultados correspondentes às emissões específicas de CO_2 , gCO_2/kWh , com as respectivas incertezas de medição e curvas de tendência são mostradas na Figura 33. O comportamento das emissões específicas de CO_2 é coerente com as curvas de potência e com o comportamento das emissões específicas de CO , apresentado na Figura 30. Para maiores emissões de CO/kWh nas baixas rotações, correspondem menores emissões de CO_2/kWh . Contrariamente, nas altas rotações, observam-se maiores emissões de CO_2/kWh e redução nas emissões de CO/kWh . Observa-se grande superposição das barras de incerteza de medição. Porém, o comportamento sugere que a emissão de CO_2/kWh é maior para o óleo 100S, devido ao menor PCI e à menor relação H/C quando comparados com os de óleo 100D.

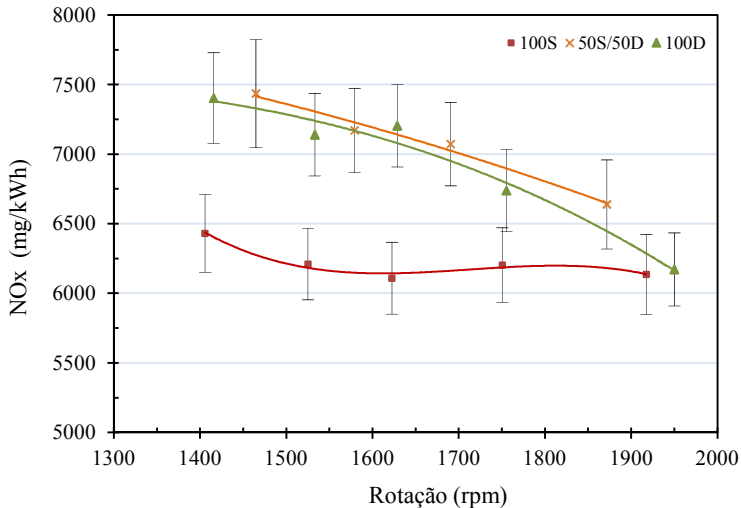
Figura 33 – Emissões de gCO_2/kWh em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.



Os resultados correspondentes às emissões específicas de NO_x , mgNO_x/kWh , com as respectivas incertezas de medição e curvas de tendência são mostrados na Figura 34. Nesta figura se observa que as menores emissões de NO_x foram apresentadas para a operação com óleo 100S e as maiores para óleo 100D e mistura 50S/50S. O mecanismo cinético de formação de NO_x está governado pela alta temperatura e por uma composição de mistura ar-combustível próxima à estequiométrica ($\phi \approx 1$)⁸. A mistura não uniforme do combustível injetado e do ar da câmara de combustão produzem regiões ricas, pobres ou estequiométricas. Igualmente, no período de combustão pré-misturada são atingidos pontos máximos de pressão e temperatura na câmara de combustão induzindo-se a formação de NO_x . Combustíveis com maior atraso de ignição, como é o caso do óleo 100S, apresentam menores pressões e temperaturas e, portanto menores concentrações de NO_x . Na descida da rotação, a relação ar/combustível diminui (Figura 32). Mas este efeito é compensado pelo aumento da temperatura causado pelo aumento da massa de combustível e pelo aumento do tempo de residência na câmara de combustão.

⁸ Razão de equivalência, conceito que será apresentado no item 5.3.

Figura 34 – Emissões de mgNO_x/kWh em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.

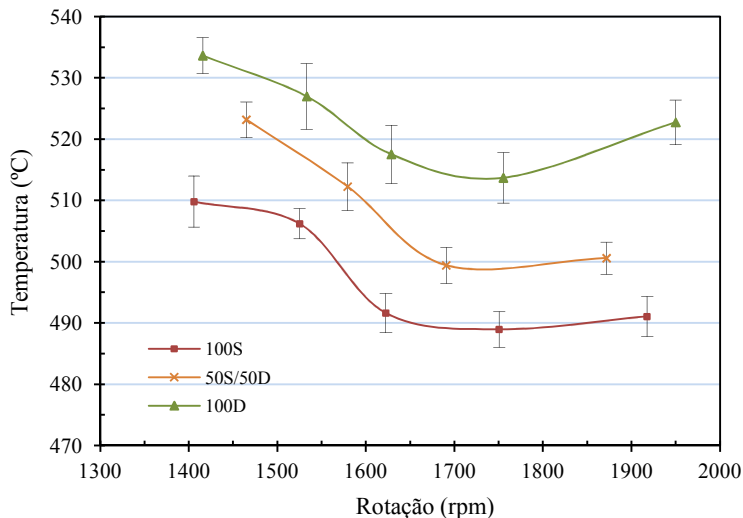


Finalmente, as curvas correspondentes às temperaturas dos gases de exaustão e respectivas incertezas de medição são mostradas na Figura 35. Maior temperatura foi apresentada com óleo 100D e menor temperatura com óleo 100S. A resposta da temperatura nos gases de exaustão está influenciada pelo valor de PCI do combustível e pelo desenvolvimento da combustão. A temperatura se incrementa com a diminuição da rotação devido ao aumento da quantidade de combustível e do tempo de residência.

O comportamento observado na Figura 35 pode não corresponder com os resultados encontrados por outros autores, como ocorreu com os testes realizados por Almeida et al. (2002), onde os autores explicam que óleos vegetais podem apresentar maior atraso na ignição com período de pós-combustão, que se amplia até a abertura da válvula de expansão, fazendo que a temperatura nos gases de exaustão aumente. Entretanto, isto não aconteceu com o óleo 100S e a mistura 50S/50D, da mesma forma que no trabalho desenvolvido por Puhan et al. (2010), no qual os autores explicam que o atraso de ignição pode ser compensado com o adiantamento da injeção. Quando o combustível é mais compressível, há um atraso entre a liberação de combustível na bomba e a liberação de combustível no bico. Se o combustível é menos compressível, a pressão atuará mais rapidamente e o combustível será

injetado na câmara de combustão no início do tempo de compressão (adiantada). A maior massa específica faz o combustível menos compressível, caso do óleo 100S e sua mistura.

Figura 35 – Temperatura dos gases de exaustão em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.



5.3 ANÁLISE TERMODINÂMICA

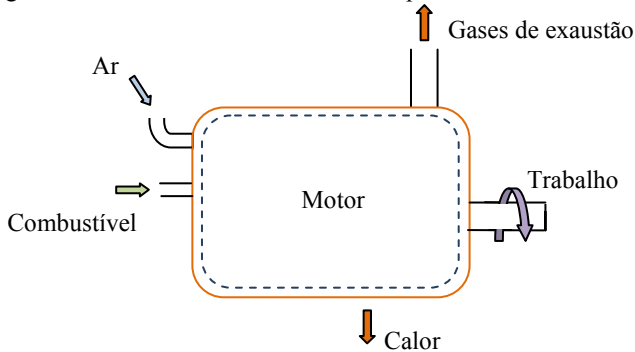
O comportamento termodinâmico do motor foi estudado de acordo com a primeira e segunda leis da termodinâmica, considerando o estado de referência correspondente a $T_{ref} = 25^{\circ}\text{C}$ e $p_{ref} = 101325 \text{ Pa}$. Os cálculos foram realizados com base no volume de controle do motor, conforme modelo apresentado na Figura 36, tendo em conta as seguintes considerações:

- Sistema aberto e regime estacionário.
- Energia cinética e energia potencial desprezíveis.
- Ar e gases de exaustão como gases ideais.
- Temperatura superficial do motor igual à temperatura média da entrada e da saída da corrente de água de refrigeração.

Os valores de potência de eixo, rotação, consumo de combustível, temperatura do ar e temperatura dos gases, assim como a composição química dos combustíveis foram medidos e utilizados na análise. Os

cálculos foram realizados utilizando o *software Engineering Equation Solver (EES)*.

Figura 36 – Volume de controle definido para o motor de combustão interna.



Considerando o volume de controle identificado na Figura 36, a equação que representa o balanço da primeira lei da termodinâmica em base de 1 kmol de combustível é:

$$\frac{\dot{Q}_a}{\dot{n}_{comb}} - \frac{\dot{W}_s}{\dot{n}_{comb}} = \bar{h}_g - \bar{h}_{comb} - \bar{h}_{ar} \quad (5.1)$$

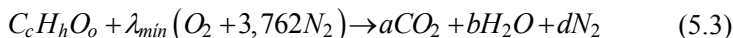
onde \dot{Q}_a representa a taxa de troca de calor em (kW), \dot{W}_s a potência efetiva do motor em (kW), \dot{n}_{comb} a vazão molar do combustível em (kmol/s), \bar{h}_g a entalpia dos gases de exaustão em (kJ/kmol combustível), \bar{h}_{comb} a entalpia do combustível em (kJ/kmol combustível) e \bar{h}_{ar} a entalpia do ar em (kJ/kmol combustível).

A entalpia absoluta é definida como a entalpia de formação mais a entalpia sensível. Para o caso de \bar{h}_{comb} , tem-se:

$$\bar{h}_{comb} = \bar{h}_{f,comb}^\circ + \bar{C}_p (T_{comb} - T_{ref}) \quad (5.2)$$

onde \bar{C}_p representa o calor específico do combustível em (kJ/(kmol.K)), T_{comb} a temperatura do combustível e $\bar{h}_{f,comb}^\circ$ a entalpia de formação do combustível expressa em (kJ/kmol) na temperatura de referência T_{ref} .

Para o cálculo da entalpia de formação do combustível se partiu da definição do poder calorífico e da reação estequiométrica de combustão. Considerando o PCI como a energia líquida disponível na condição estequiométrica com os reagentes e produtos na condição de referência, tem-se:



onde $C_c H_h O_o$ é a representação de um kmol de combustível, a , b e d são os coeficientes estequiométricos e λ_{min} representa a quantidade estequiométrica de kmol de O_2 . Conforme esta reação tem-se:

$$\begin{aligned} \bar{h}_{f,comb}^\circ + \lambda_{min} \bar{h}_{f,O_2}^\circ + 3,76 \lambda_{min} \bar{h}_{f,N_2}^\circ - PCI = \\ a \bar{h}_{f,CO_2}^\circ + b \bar{h}_{f,H_2O}^\circ + d \bar{h}_{f,N_2}^\circ \end{aligned} \quad (5.4)$$

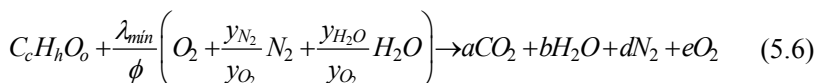
onde \bar{h}_{f,CO_2}° , \bar{h}_{f,H_2O}° , \bar{h}_{f,N_2}° , \bar{h}_{f,O_2}° , representam as entalpias de formação no estado de referência das espécies CO_2 , H_2O , N_2 e O_2 , respectivamente. Deste modo, da equação (5.4) é obtida a entalpia de formação do combustível no estado de referência.

Para o cálculo da \bar{h}_g e \bar{h}_{ar} da equação (5.1) expressas em kJ/kmol de combustível foi calculado o número de kmol de cada espécie química do ar e dos gases de exaustão correspondentes à reação de combustão completa com excesso de ar de 1 kmol de combustível. Conforme a consideração do ar e dos gases de exaustão como mistura de gases ideais, o cálculo de estas entalpias foi realizado segundo a equação (5.5).

$$\bar{h}_m = \sum_{i=1}^N n_i \bar{h}_i \quad (5.5)$$

onde \bar{h}_m representa a entalpia da mistura gasosa em (kJ/kmol de combustível), n_i o número de kmol da espécie i /kmol de combustível e \bar{h}_i a entalpia absoluta da espécie i em (kJ/kmol de espécie i). A entalpia \bar{h}_i foi calculada com o *software* EES o qual fornece entalpia absoluta.

A reação de combustão completa com excesso de ar é apresentada na equação (5.6):



onde ϕ é a razão de equivalência, y_{O_2} , y_{N_2} , y_{H_2O} são as frações molares de O_2 , N_2 e H_2O no ar, considerando a umidade presente no ar de admissão.

A razão de equivalência é definida como a razão da relação real e estequiométrica da relação massa de combustível/massa de ar, tem-se:

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_{comb}}{m_{ar}} \right)_r}{\left(\frac{m_{comb}}{m_{ar}} \right)_s} \quad (5.7)$$

onde r e s representam a condição real e estequiométrica, respectivamente.

A energia perdida nos gases de exaustão foi calculada conforme a equação (5.8):

$$\dot{Q}_g = \dot{n}_{comb} PCI - \dot{W}_s - \dot{Q}_a \quad (5.8)$$

onde \dot{Q}_g representa a potência dissipada nos gases de exaustão expressa em (kW). Finalmente, a eficiência energética foi calculada segundo a equação (2.6).

O balanço da segunda lei da termodinâmica ou balanço de exergia para o volume de controle do motor em base a 1 kmol de combustível foi expresso como:

$$\dot{n}_{comb} (\bar{e}_{comb} + \bar{e}_{ar} - \bar{e}_g) + \dot{W}_{ent} - \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_m} \right) - \dot{W}_s = \dot{E}_D \quad (5.9)$$

onde \bar{e}_{comb} , \bar{e}_{ar} , \bar{e}_g representam as exergias de escoamento do combustível, do ar e dos gases de exaustão respectivamente, expressas em (kJ/kmol de combustível), \dot{W}_{ent} representa a potência de entrada no sistema relacionada com a potência elétrica do aquecimento do óleo vegetal e da mistura em (kW), \dot{E}_D representa a taxa de destruição de exergia em (kW) e T_m a temperatura do motor, considerada como uma temperatura média entre a temperatura da entrada e da saída da água de resfriamento do motor.

$$T_m = \frac{T_{entrada} + T_{saída}}{2} \quad (5.10)$$

Considerando que na fronteira do sistema, o combustível ingressa a uma condição relativamente próxima do estado de referência, foi desconsiderada a exergia física específica do combustível e somente foi considerada sua exergia química específica \bar{e}_{comb}^{ch} , a qual foi calculada segundo a equação (2.11), assim:

$$\bar{e}_{comb}^{ch} = PCI \left(1,0374 + 0,01594 \frac{h}{c} + 0,0567 \frac{O}{c} \right) \quad (2.15)$$

A exergia específica do ar foi desprezada devido a sua entrada ao sistema em condição relativamente próxima do estado de referência. A exergia específica dos gases de exaustão foi considerada como a soma da exergia física específica mais a exergia química específica de uma mistura gasosa, segundo é apresentado nas equações (5.11) e (5.12).

$$\bar{e}_g^{th} = \sum_{i=1}^N n_i \left\{ \bar{h}_{i(T)} - \bar{h}_{o,i} - T_{ref} \left[\bar{s}_{(T,p_{ref}),i} - \bar{s}_{o,i} - \bar{R} \ln \frac{p_i}{p_{ref}} \right] \right\} \quad (5.11)$$

onde \bar{e}_g^{th} representa a exergia física específica dos gases de exaustão expressa em (kJ/kmol de combustível), $\bar{h}_{i(T)}$ e $\bar{h}_{o,i}$ correspondem às entalpias da espécie i nas temperaturas T e T_{ref} em (kJ/kmol), $\bar{s}_{(T,p_{ref}),i}$ e $\bar{s}_{o,i}$ correspondem às entropias da espécie i nas condições de (T,p_{ref}) e (T_{ref},p_{ref}) em (kJ/(kmol.K)), \bar{R} representa a constante universal dos gases em (kJ/(kmol.K)) e p_i a pressão parcial da espécie i na mistura gasosa. Todos os cálculos foram realizados em base molar.

E, para a parcela correspondente à exergia química específica, tem-se:

$$\bar{e}_g^{ch} = \bar{R} T_{ref} \sum_{i=1}^N n_i \ln \left(\frac{y_i}{y_i^e} \right) \quad (5.12)$$

onde \bar{e}_g^{ch} representa a exergia química específica dos gases de exaustão expressa em (kJ/kmol de combustível), y_i corresponde à fração molar da espécie i na condição real de (T,p) e y_i^e à fração molar de referência

da cada espécie i segundo Szargut, Morris e Steward (1988), conforme mostrado na Tabela 17.

Tabela 17 – Frações molares de referência.

Espécie química	Fração molar
N ₂	0,76307
O ₂	0,205317
H ₂ O	0,022153
CO ₂	0,000337
Ar	0,009123

FONTE: Szargut, Morris e Steward (1988)

As espécies químicas consideradas nos gases de exaustão foram CO₂, H₂O, N₂ e O₂.

A exergia destruída \dot{E}_D é obtida da equação (5.9). A entropia gerada no sistema foi obtida da relação apresentada na equação (2.12).

A eficiência de segunda lei da termodinâmica ou eficiência exergetica é um indicativo da exergia aproveitada em relação à exergia que entrou no sistema. Conforme foi apresentado na equação (2.13) a eficiência exergetica do motor é expressa como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_s}{\dot{E}_{ent}} \quad (5.13)$$

onde \dot{E}_{ent} representa a exergia de entrada ao sistema em (kW). Na determinação de \dot{E}_{ent} foi considerada a exergia do combustível e o trabalho elétrico, conforme é apresentado na seguinte equação.

$$\dot{E}_{ent} = \dot{n}_{comb} \bar{e}_{comb} + \dot{W}_{ent} \quad (5.14)$$

O trabalho elétrico \dot{W}_{ent} , foi calculado como 0,224 kW para o óleo 100S e 0,180 kW para a mistura 50S/50D.

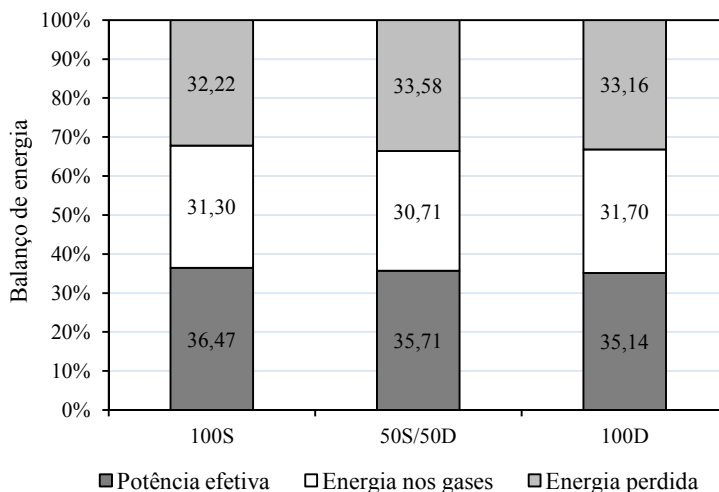
5.3.1 Balanço da primeira lei da termodinâmica

O resultado do balanço de energia em função da rotação para os três combustíveis testados é apresentado no APÊNDICE D. Estes cálculos foram realizados com os dados médios dos três ensaios de cada óleo. No APÊNDICE D são também apresentados os resultados na condição de 1800 rpm para cada ensaio dos óleos. A Figura 37 mostra os resultados do balanço de

energia a 1800 rpm. A eficiência energética nesta rotação para os três combustíveis testados é mostrada na

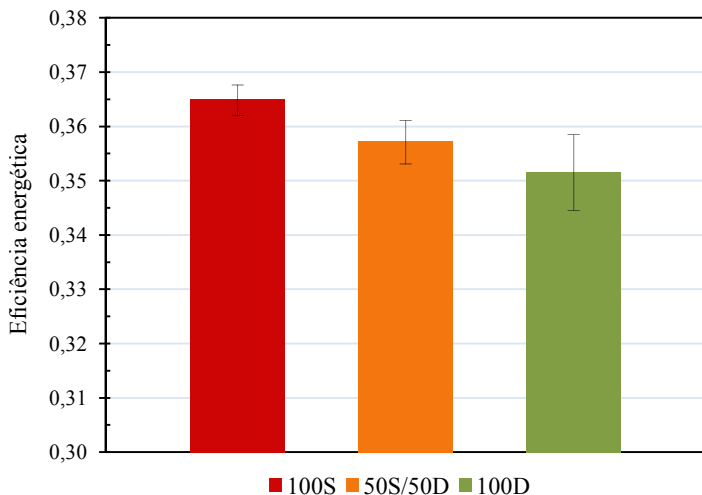
Figura 38 com seu respectivo desvio padrão. Observa-se o maior valor de eficiência energética para óleo 100S (36,47%) e o menor valor para óleo 100D (35,14%), um resultado intermediário foi apresentado para a mistura 50S/50D (35,71%).

Figura 37 – Balanço de energia no motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).



Análise estatística foi também realizada para a eficiência energética calculada dos três combustíveis testados. Considerando o mesmo intervalo de confiança de 95% de probabilidade, os resultados obtidos com a aplicação do teste ANOVA mostraram diferença significativa para a eficiência energética ($p=0,042$). Da mesma forma o teste *Dunnnett* identificou diferenças estatísticas significativas na eficiência energética com óleo 100S quando comparada com óleo 100D. Não foi possível identificar diferença estatística significativa na eficiência energética da mistura 50/50D em comparação com óleo 100D. Consequentemente para 1800 rpm, a eficiência energética com óleo 100S é 1,33% maior quando comparada com óleo 100D. Nesta rotação a eficiência energética da mistura 50S/50D é comparável com a eficiência energética do óleo 100D. Os resultados são apresentados no APÊNDICE D.

Figura 38 – Eficiência energética no motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).



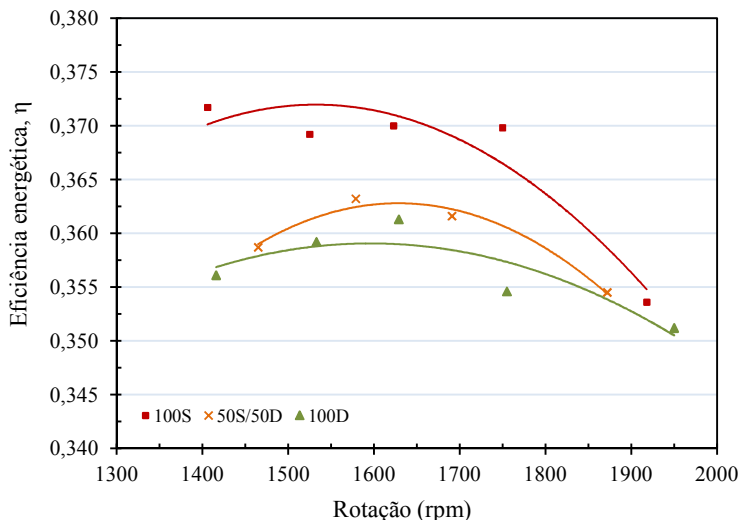
Os resultados relativos à eficiência energética em função da rotação, junto com suas curvas de tendência são apresentados na Figura 39. As incertezas expandidas da eficiência energética foram calculadas na ordem de $\pm 0,013$, $\pm 0,018$ e $\pm 0,013$ para os óleos 100S, 50S/50D e 100D, respectivamente. As incertezas não foram identificadas na Figura 39 para facilitar a visualização do gráfico.

Para cada combustível testado, a curva de eficiência energética apresenta um comportamento coerente com o respectivo consumo específico. O incremento porcentual do consumo específico para óleo 100S e mistura 50S/50D foi menor que a diferença porcentual do PCI em relação ao óleo 100D, representando aumento na eficiência energética, confirmando o que já foi observado na Figura 29.

Observa-se para toda a faixa de rotação, uma maior eficiência energética com óleo 100S e menor eficiência energética com óleo 100D e mistura 50S/50D. A variação da eficiência energética com a rotação é mais significativa para o óleo 100S, mostrando uma tendência a aumentar com a redução da rotação. Segundo Belafoutis et al. (2011), ao reduzir a rotação, aumenta o tempo de residência do combustível atomizado na câmara de combustão. Isto significa maior tempo para evaporar e, possivelmente, o fenômeno de controle do processo de

combustão transforma-se de controle por evaporação a controle por mistura. Portanto, não obstante seu atraso de ignição, a resposta de eficiência energética é favorável no caso do bio-óleo.

Figura 39 – Eficiência energética em função da rotação do motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.

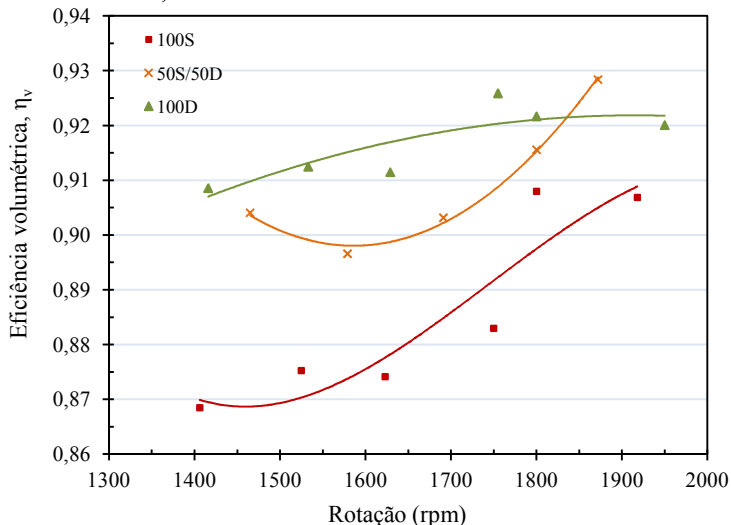


A variação da eficiência energética com a rotação é pouco significativa para o óleo 100D e mistura 50S/50D (em torno de 1%). Observa-se que a eficiência tende a aumentar entre 1500 e 1700 rpm. Provavelmente esta faixa de rotação favorece o tempo para a evaporação, a turbulência para a mistura e a quantidade de ar para a combustão.

Nas altas rotações, o aumento da eficiência volumétrica e da vazão de combustível favorece o aumento da potência, mas a eficiência energética diminui especialmente para o caso do óleo 100S. Isto sugere que nas altas rotações, apesar da maior quantidade de ar e turbulência, o menor tempo de evaporação afeta o processo de combustão, reduzindo a eficiência energética.

O cálculo da vazão de ar possibilitou determinar para cada combustível testado, a curva de eficiência volumétrica do motor em função da rotação. Estas curvas são apresentadas na Figura 40. Os resultados do cálculo de eficiência volumétrica, razão de equivalência e relação ar/combustível são apresentados no APÊNDICE B.

Figura 40 – Eficiência volumétrica em função da rotação do motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.



A eficiência volumétrica é influenciada pela geometria e as condições de operação do motor. Conforme Heywood (1988) há uma maior transferência de calor na admissão em baixas rotações devido ao maior tempo de residência dos gases no interior da câmara de combustão. Além disso, a relação entre pressão de exaustão e pressão de admissão influencia a entrada de ar dentro do cilindro. Com o aumento da pressão de exaustão, a eficiência volumétrica diminui. Conseqüentemente, conforme ilustrado na Figura 40, a eficiência volumétrica diminui com a redução da rotação. As curvas de tendência representadas na Figura 40 correspondem a ajustes polinomiais e não devem ser necessariamente interpretadas como comportamento real da eficiência volumétrica de cada combustível em particular. Entretanto, os valores aqui apresentados foram também calculados através da equação (5.15), tomada de Heywood (1988):

$$\dot{W}_s = \frac{A_p S_p}{4} \frac{\eta_v PCI \rho_a}{AC} \quad (5.15)$$

onde A_p representa a área do pistão em (m²) e S_p a velocidade do pistão em (m/s). Os resultados obtidos demonstram mesmo

comportamento da eficiência volumétrica em relação aos apresentados na Figura 40, com uma redução aproximada de apenas 1,5% para os três combustíveis em toda a faixa de rotação, comprovando que o procedimento adotado para determinar a eficiência volumétrica foi satisfatório. O cálculo inicial foi desenvolvido partindo da composição do combustível, enquanto a equação (5.15) envolve valores medidos de potência, a geometria e velocidade do pistão além do PCI do combustível. O cálculo da composição do combustível e a medição do PCI foram medições independentes.

Menores valores de eficiência volumétrica foram encontrados para o óleo 100S, em contradição às temperaturas medidas nos gases de exaustão. Uma possível causa pode ser o aumento da pressão na exaustão devido à queima mais lenta do combustível, que prolonga o perfil de pressão até a abertura da válvula de exaustão, apesar da possível compensação do atraso de ignição com o adiantamento da injeção no caso dos óleos vegetais, comportamento este já discutido em relação à Figura 35. Estas explicações não foram aqui comprovadas, pois não foram realizadas medições de pressão na câmara de combustão.

O comportamento das curvas de eficiência volumétrica é coerente com as curvas de potência, considerando que o aumento da eficiência volumétrica favorece a entrega de potência.

5.3.2 Balanço da segunda lei da termodinâmica

Os resultados do balanço de exergia em função da rotação para os três combustíveis testados são apresentados no APÊNDICE D. Estes cálculos foram realizados com os dados experimentais médios dos ensaios de cada óleo, na faixa de rotação de 1400 a 2100 rpm. Para a condição específica de 1800 rpm, são mostrados os resultados do balanço de exergia na Figura 41 e de eficiência exergetica na Figura 42. Os custos exergeticos correspondentes são 2,96 kW/kW para óleo 100S, 3,05 kW/kW para óleo 100D e 3,02 kW/kW para a mistura 50S/50D.

Os resultados da eficiência exergetica foram analisados estatisticamente de acordo com procedimentos estabelecidos pelo teste ANOVA, de modo que para o intervalo de confiança de 95% não foi identificada uma diferença estatística significativa entre os três combustíveis ($p=0,075$). Portanto para 1800 rpm a eficiência exergetica com óleo 100S e mistura 50S/50D é comparável com a eficiência exergetica com óleo 100D. O resultado correspondente ao teste ANOVA é apresentado no APÊNDICE D.

Figura 41 – Balanço de exergia no motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).

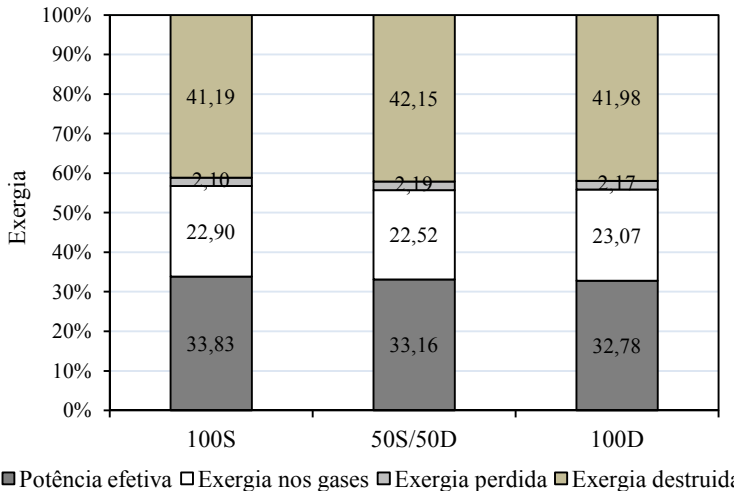
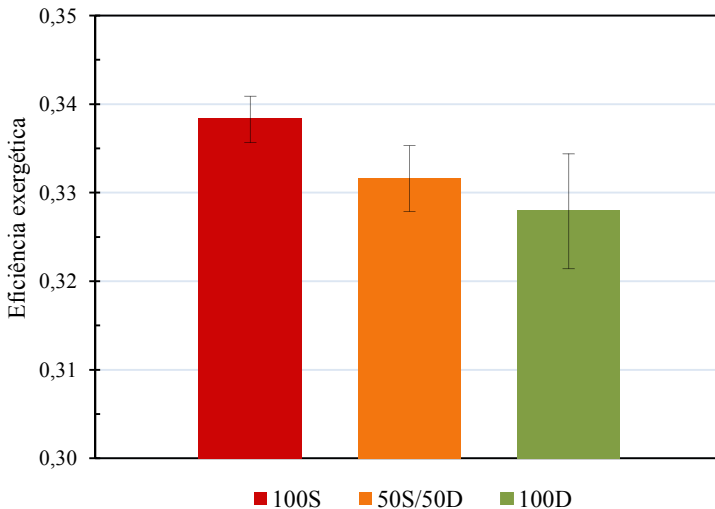


Figura 42 – Eficiência exergética no motor operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).



Os resultados de exergia destruída são também apresentados na Figura 43. Os resultados da exergia dos gases de exaustão são mostrados na Figura 44.

Figura 43 – Destruição de exergia na operação do motor com óleos 100S, 50S/50D e 100D (1800 rpm).

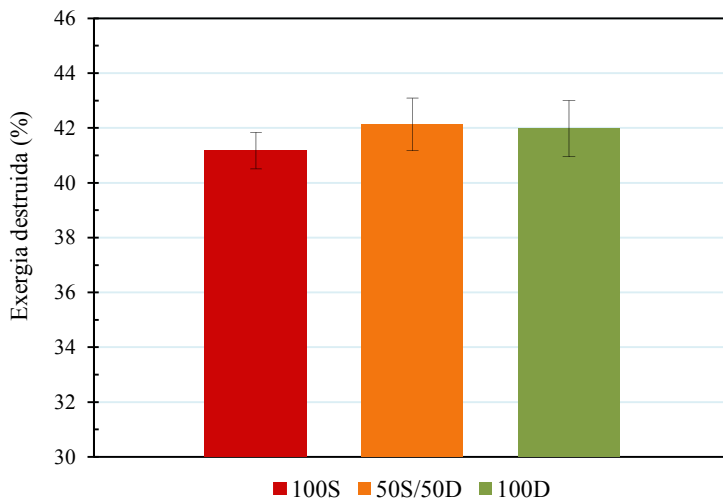
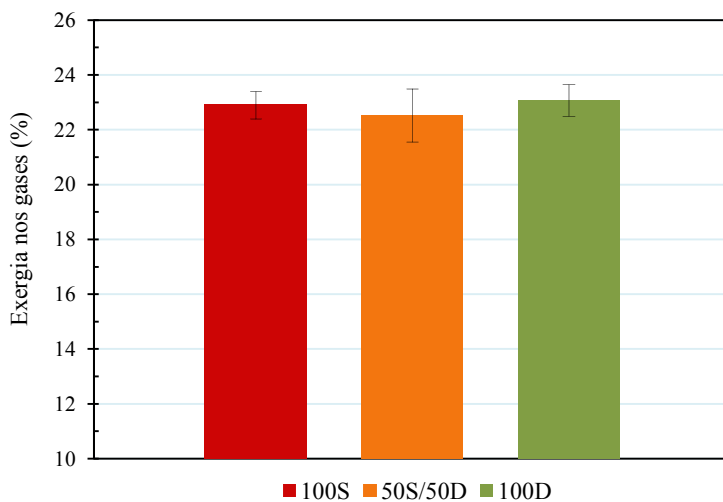


Figura 44 – Exergia associada aos gases de exaustão na operação do motor com óleos 100S, 50S/50D e 100D a 1800 rpm.



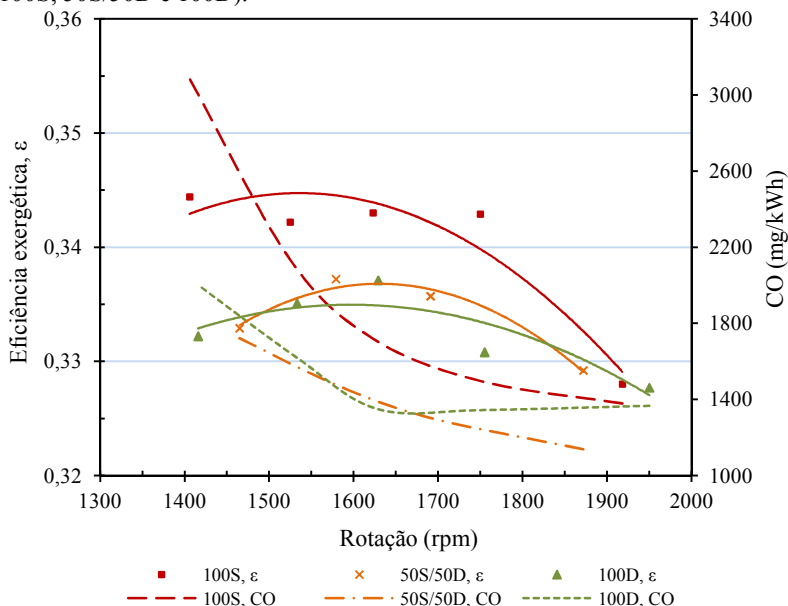
Novamente análise estatística foi realizada aplicando o teste ANOVA para um intervalo de confiança de 95%. Não foi possível

identificar diferenças estatísticas significativas na exergia destruída com os três combustíveis testados ($p=0,308$). Resultados similares foram encontrados para o teste ANOVA da exergia dos gases de exaustão ($p=0,574$). Conseqüentemente, a 1800 rpm, a exergia destruída e a exergia dos gases de exaustão são comparáveis para os três combustíveis, óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D. Os resultados destes testes estatísticos são apresentados no APÊNDICE D.

A relação da taxa de esgotamento de combustível corresponde à porcentagem de exergia destruída, conforme apresentada na Figura 43. Observa-se que a exergia destruída na operação do motor corresponde a aproximadamente 42% da exergia de entrada. Portanto, por cada kW de exergia que entra ao motor, estão sendo destruídos 0,42 kW. Este é um valor elevado que está diretamente relacionado com o processo de combustão e o desempenho mecânico do motor.

Em relação à melhor condição de desempenho do motor com os diferentes combustíveis testados, foi analisado o gráfico de eficiência exergética e emissões de CO (ver Figura 45). O critério para determinar a condição de melhor desempenho foi a maior eficiência exergética com menor emissão de CO. Por conseguinte, da Figura 45 é observado que para a faixa de rotação de 1600 rpm – 1700 rpm, os três combustíveis apresentam eficiência exergética alta com emissão média de CO. Esta faixa corresponde a cargas médias na ordem de 10,7 kW, 11,2 kW e 11,7 kW para os óleos 100S, 50S/50D e 100D, respectivamente.

Figura 45 – Eficiência exergética e emissões de CO em função da rotação (óleos 100S, 50S/50D e 100D).



Segundo Heywood (1988), os aspectos físicos que influenciam na ignição de combustível são a atomização (tamanho da gota), a vaporização das gotas e a mistura do vapor de combustível com ar. Os aspectos químicos são as reações de pré-combustão do combustível, ar e gases residuais (autoignição). Conforme as propriedades físico-químicas avaliadas e analisadas no capítulo 4, o óleo 100S poderia apresentar problemas na atomização, vaporização e mistura com ar devido a sua maior viscosidade e maior massa específica. A avaliação da eficiência energética, eficiência exergética e exergia destruída, permitiu observar que estes aspectos não afetaram significativamente o processo de combustão e, portanto as maiores emissões de CO são consequência da maior quantidade de combustível injetado, especialmente a baixas rotações. Isto pode ser explicado pelo menor número de cetano do óleo vegetal em comparação com óleo 100D. Um número de cetano baixo causa maior atraso de ignição e maior combustão pré-misturada, com menor taxa de variação da temperatura e da pressão na câmara de combustão o que influencia na menor destruição de exergia, Ertunc (2011) e Benjumea, Agudelo e Agudelo (2009). Outro fator que pode ser considerado é a presença de oxigênio no óleo 100S. O oxigênio

presente na molécula do bio-óleo ajuda ao processo de combustão. Adicionalmente, segundo Belafoutis et al. (2011), o conteúdo de ácidos graxos insaturados favorece a mistura ar/combustível porque o oxigênio do ar reage nas ligações insaturadas do óleo vegetal. Melhores condições de mistura favorecem a eficiência energética do motor. No caso do óleo de soja, 85% de seus ácidos graxos apresentam ligações duplas ou insaturadas.

5.4 RESULTADOS COMPLEMENTARES

Trabalhos complementares foram realizados no âmbito de projeto P&D realizado no laboratório com resultados apresentados no APÊNDICE E, envolvendo:

- Testes com óleo de girassol e óleo de tungue, além das misturas de 50% em volume com óleo diesel.
- Testes de grupo gerador de 30 kVA com óleo de soja, com o objetivo de avaliar a qualidade do óleo lubrificante após 40, 80 e 100 horas de operação no motor.
- Teste de injeção eletrônica com avaliação preliminar da influencia do ponto de injeção e da pressão de injeção no desempenho do motor com óleo de soja.

5.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A avaliação das propriedades físico-químicas, o ensaio na bancada dinamométrica e a análise termodinâmica dos combustíveis 100S, 50S/50D e 100D permitiram avaliar o comportamento do motor na faixa de rotação entre 1400 rpm e 2000 rpm, destacando-se os seguintes pontos:

- O incremento da vazão de combustível influencia na compensação da diferença do PCI do óleo 100S e da mistura 50S/50D em relação ao óleo 100D, refletindo-se na variação da diferença porcentual da potência.
- O comportamento do torque e da potência foi coerente com o valor de PCI relativo aos combustíveis testados.
- Não foram considerados os dados experimentais para rotações acima de 2000 rpm, tendo em vista a atuação do governador.
- A curva de eficiência energética em função da rotação apresentou comportamento similar em todos os combustíveis

testados. A eficiência energética foi coerente com a potência e com a eficiência volumétrica do motor.

- O aquecimento do óleo 100S, o teor de oxigênio e as ligações insaturadas do óleo vegetal favoreceram o processo de combustão e consequentemente a eficiência energética do motor.
- Em baixas rotações, menores do que 1700 rpm, a eficiência energética com óleo 100S foi favorecida pelo maior tempo de residência na câmara de combustão, o que garante maior tempo para a evaporação do combustível. A combustão se torna um processo de combustão controlado pela mistura.
- O comportamento da potência foi coerente com o comportamento da eficiência volumétrica.
- O uso de óleo 100S causou um aumento nas emissões de CO, como consequência da maior quantidade de massa de combustível injetada no motor.
- O comportamento da temperatura dos gases de exaustão confirma o comportamento das emissões de NO_x. Portanto, o óleo 100D e a mistura 50S/50D apresentaram as maiores emissões de NO_x em toda a faixa de rotação.

Para a condição específica de rotação do motor estabelecida em 1800 rpm, podem-se destacar os seguintes pontos:

- Redução de 7,6% na potência do motor, com um incremento de 12,1% no consumo específico para operação com óleo 100S, relativamente ao óleo 100D.
- Diferença não significativa na potência do motor, mas com aumento do consumo específico em 6,2%, para operação com a mistura 50S/50D, relativamente ao óleo 100D.
- Maior eficiência energética para operação com óleo 100S, na ordem de 1,33%, considerando-se o intervalo de confiança de 95%, relativamente ao óleo 100D.
- Nenhuma diferença significativa na eficiência energética para operação com mistura 50S/50D, relativamente ao óleo 100D.
- Mesma eficiência energética para todos os três combustíveis testados, na ordem de 33%, considerando-se mesmo intervalo de confiança de 95%.
- Mesma exergia destruída, para todos os três combustíveis testados, na ordem de 42%, considerando-se mesmo intervalo de confiança de 95%.

- Mesma exergia nos gases de exaustão, para todos os três combustíveis testados, na ordem de 23%, considerando-se mesmo intervalo de confiança de 95%.

6 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

De acordo com objetivos propostos foram obtidos resultados para óleo diesel (100D), óleo de soja (100S) e mistura correspondente de 50% (50S/50D), permitindo avaliar o desempenho de um motor diesel para aplicações estacionárias. Neste contexto foram levantadas as propriedades físico-químicas dos diferentes combustíveis testados, avaliados os parâmetros de desempenho do motor em bancada dinamométrica, bem como comparados resultados para uma condição preestabelecida de rotação do motor em 1800 rpm. Finalmente foram também obtidos resultados relacionados à eficiência energética, eficiência exergetica e exergia destruída, considerando os três combustíveis testados.

Os testes experimentais foram realizados na faixa de rotação entre 1400 rpm e 2000 rpm, destacando-se comportamento similar do motor para a mistura 50S/50D relativamente ao óleo 100D. Importante ressaltar também que o aquecimento térmico de óleos vegetais, o menor número de cetano, maior teor de oxigênio e a presença de ácidos graxos insaturados favoreceram o processo de combustão, aumentando a eficiência global do motor, particularmente com óleo 100S.

Para a condição específica de rotação do motor estabelecida em 1800 rpm, foram considerados pontos relevantes:

- A redução de 7,6% na potência do motor, com um incremento de 12,1% no consumo específico para operação com óleo 100S, relativamente ao óleo 100D.
- Potência comparável e aumento do consumo específico em 6,2%, para operação com a mistura 50S/50D, relativamente ao óleo 100D.
- A maior eficiência energética para operação com óleo 100S, na ordem de 1,33%, considerando-se o intervalo de confiança de 95%, relativamente ao óleo 100D.

Considerando finalmente a análise de segunda lei da termodinâmica, para um intervalo de confiança de 95%, não foi possível identificar diferença estatística significativa na eficiência exergetica, na exergia destruída e na exergia associada aos gases de exaustão com os três combustíveis testados. Os resultados demonstraram eficiência exergetica, na ordem de 33%, taxa de destruição de exergia e exergia associada aos gases de exaustão, na ordem de 42% e 23%, respectivamente.

No sentido de aprofundar análise dos resultados obtidos, são sugeridos os seguintes estudos teóricos e experimentais:

- Medição da vazão de ar para conferir o balanço de carbono e a eficiência volumétrica.
- Instalação do sensor de pressão dinâmica no cilindro do motor para calcular as curvas de liberação de energia.
- Medição do desempenho do motor em rotação fixa, através da variação da massa de combustível injetado.
- Caracterização da tensão superficial dos combustíveis;
- Testes de injeção eletrônica específicos com óleos vegetais.
- Testes de longa duração da operação do motor com óleos vegetais para avaliar efeitos nos componentes mecânicos do motor.

REFERÊNCIAS

AGARWAL, D.; KUMAR, L.; AGARWAL, A. **Performance evaluation of a vegetable oil fuelled compression ignition engine.** *Renewable Energy*, v. 33, p. 1147-1156, 2008.

AGARWAL, A. K. **Vegetable oils versus diesel fuel: development and use of bio-diesel in a compression ignition engine.** *TERI Information Digest on Energy (TIDE)*, v. 8, p. 191-203, 1998.

AGUILLÓN, P. R. A. **Tribología y lubricación industrial y automotriz.** 2. ed. Bucaramanga: LITOCCHOA, v.1, 1993, 976p.

ALASFOUR, F. N. **Butanol - A single-cylinder engine study: availability analysis.** *Applied Thermal Engineering*, v. 17, n. 6, p. 537-549, 1997.

AL-DAWODY, M.; BHATTI, S. K. **Effect of soybean oil biofuel blending on the performance and emissions of diesel engine using diesel-rk software.** *International Journal of Engineering Science and Technology*, v. 3, n. 6, p. 4539-4555, 2011.

ALMEIDA, S. de; BELCHIOR, C.; NASCIMENTO, M.; VIEIRA, L.; FLEURY, G. **Performance of a diesel generator fuelled with palm oil.** *Fuel*, v. 81, p. 2097-2102, 2002.

ALTIN, R.; ÇETINKAYA, S.; YÜCESU, H. **The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines.** *Energy Conversion and Management*, v. 42, p. 529-538, 2001.

AZOUMAH, Y.; BLIN, J.; DAHO, T. **Exergy efficiency applied for the performance optimization of a direct injection compression ignition (CI) engine using biofuels.** *Renewable Energy*, v. 34, p. 1494-1500, 2009.

BALAFOUTIS, A.; FOUNTAS, S.; NATSIS, A.; PAPADAKIS, G. **Performance and Emissions of Sunflower, Rapeseed, and Cottonseed Oils as Fuels in an Agricultural Tractor Engine.** *Renewable Energy*, n. 531510, 2011. 12p.

BENJUMEA, P.; AGUDELO, J.; AGUDELO, A. **Effect of altitude and palm oil biodiesel fuelling on the performance and combustion characteristics of a HSDI diesel engine.** Fuel, v. 88, p. 725–731, 2009.

BIALKOWSKI, M. T.; PEKDEMIR, T.; REUBEN, R.; BRAUTSCH, M.; TOWERS, D. P.; ELSBETT, G. **Preliminary approach towards a CDI system modification operating on neat rapeseed oil.** Journal of KONES, v. 12, n. 1, 2005.

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento Secretaria de Produção e Agroenergia. **Anuário estatístico da agroenergia 2010.** 2. ed. Brasília, 2011.

BUENO, A. V.; VELÁSQUEZ, J. A.; MILANEZ, L. F. **Heat release and engine performance effects of soybean oil ethyl ester blending into diesel fuel.** Energy, v. 36, p. 3907-3916, 2011.

CANAKCI, M.; HOSOZ, M. **Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels.** Energy Sources, v. 1, parte B, p. 379-394, 2006.

CHALATLON, V.; ROY, M. M.; DUTTA, A.; KUMAR, S. **Jatropha oil production and an experimental investigation of its use as an alternative fuel in a DI diesel engine.** Petroleum Technology and Alternative Fuels, v. 2, n. 5, p. 76-85, 2011.

CHALLEN, B.; BARANESCU, R. **Diesel engine reference book.** 2. th. Woburn MA: Butterworth Heinemann, 1999.

COELHO, S. T.; SILVA, O. C. da; VELÁSQUEZ, S. S. G.; MONTEIRO, M. C. A.; SILOTTO, C. G. **A utilização de óleo de palma “in natura” como combustível em grupos geradores a diesel.** I Congresso Internacional de Bioenergia, Campo Grande, MS, 18 a 21 de Outubro. 2004.

CONDE, A. P. **Desempenho de motor ciclo diesel alimentado com biodiesel de óleo de soja e oliva.** Dissertação de mestrado, Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, UFLA, Lavras, 2007.

ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006, 740p.

DEMIRBAS, A. **Biodiesel fuels from vegetable oils via catalytic and non-catalytic supercritical alcohol transesterifications and other methods: a survey**. *Energy Conversion and Management*, v. 44, p. 2093–2109, 2003.

ERTUNC, M. **Cetane number effect on the energetic and exergetic efficiency of a diesel engine fuelled with biodiesel**. *Fuel Processing Technology*, v. 92, p. 1311–1321, 2011.

FANGRUI, M.; MILFORD, H. **Biodiesel production: a review**. *Bioresource Technology*, v. 70, p. 1–15, 1999.

FLYNN, P. F.; HOAG, K. L.; KAMEL, M. M.; PRIMUS, R. J. **New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis**. SAE, n. 840032, 1984.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006, 798p.

FRANCO, Z.; NGUYEN, Q. D. **Flow properties of vegetable oil–diesel fuel blends**. *Fuel*, v. 90, p. 838–843, 2011.

GIACOSA, D. **Motores endotérmicos**. 2. ed. Barcelona: Científico-Médica, 1970, 722p.

GONÇALVES, A.; SOUSA, A. de. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. Barueri: Manole Ltda, 2008, 407p.

GONÇALVES, J. A. **Análise de emissões de gases de combustão em motor do ciclo diesel utilizando óleo diesel e óleos vegetais puros**. Monografia, UTFPR, 2008.

GÖKALP, B. **Biodiesel addition to standard diesel fuels and marine fuels used in a diesel engine: effects on emission characteristics and first and second-law efficiencies**. *Energy & Fuels*, v. 23, p. 1849–1857, 2009.

GRABOSKI, M.; McCORMICK, R. **Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines**. Progress in Energy and Combustion Science, v. 24, p. 125-164, 1998.

HARWOOD, H. J. **Oleochemicals as a fuel: Mechanical and economic feasibility**. JAOCS, v. 61, p. 315-324, 1984.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 1. th. New York: McGraw-Hill, 1988, 930p.

INMETRO. **Guia para expressão da incerteza da medição**. 3. ed. Rio de Janeiro: ABNT, 2003, 120p.

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

MACHADO, P. R. M. **Avaliação de desempenho do óleo de soja para combustível para motores diesel**. Dissertação de mestrado, PPGEA, UFSM, Santa Maria, RS, 2003, 211p.

MACHADO, P. R. M. **Ésteres combustíveis em motor de ciclo diesel sob condições de pré-aquecimento e variação no avanço de injeção**. Tese de doutorado, PPGEA, UFSM, Santa Maria, RS, 2008, 142p.

MAZIERO, J. G.; CORRÊA, I. M.; ÚNGARO, M. R.; BERNARDI, J. A.; STORINO, M. **Desempenho de um motor diesel com óleo bruto de girassol**. Agrociência, v. 13, n. 2, p. 249-255, 2007.

MONDAL, P.; BASU, M.; BALASUBRAMANIAN, N. **Direct use of vegetable oil and animal fat as alternative fuel in internal combustion engine**. Biofuels, Bioproducts & Biorefining, v. 2, p. 155-174, 2008.

MONTGOMERY, D. C. **Design and analysis of experiments**. 5. th., New York: John Wiley & Sons, 2001, 684p.

MORAN, M.; SHAPIRO, H. **Fundamentals of engineering thermodynamics**, 5.th., New York: John Wiley & Sons, 2006, 831p.

MORETTO, E.; FETT, R. **Óleos e gorduras vegetais, processamento e análises**. Florianópolis: UFSC, 1986, 179p.

NUNES, J. L.; ALVES, T. W. **Produção de biodiesel de dendê nos sistemas isolados do amazonas: um meio para geração de desenvolvimento sócio-econômico para o estado.** IV Congresso Brasileiro de Mamona e I Simpósio Internacional de Oleaginosas Energéticas, João Pessoa, PB. 2010.

NWAFOR, O. M. **Emission characteristics of diesel engine running on vegetable oil with elevated fuel inlet temperature.** Biomass and Bioenergy, v. 27, p. 507–511, 2004.

NWAFOR, O. M.; RICE, G. **Performance of Rapeseed Oil Blends in a Diesel Engine.** Applied Energy, v. 54, n. 4, p. 345-354, 1996.

OBERT, E. F. **Motores de combustión interna:** Análisis y aplicaciones. 2.ed. México : Continental, 1966.

OZSEZEN, A.; TURKCAN, A.; CANAKCI, M. **Combustion analysis of preheated crude sunflower oil in an IDI diesel engine.** Biomass and Bioenergy, v. 33, p. 760-767, 2009.

PIMENTEL, V.; BELCHIOR, C.; PEREIRA, P. **Avaliação Experimental do Desempenho e Emissões de Motores Diesel Usando Misturas de Óleo de Mamona e Óleo Diesel.** 16Th Conference on Rural Energy, Brasilia-DF. 2004.

PIMENTEL, V. S. **Análise e diagnose de diesel-geradores operando com óleo de dendê “*in natura*”.** Tese de doutorado, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2002, 179p.

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

RAKOPOULOS, C. D.; ANTONOPOULOS, K. A.; RAKOPOULOS, D. C.; HOUNTALAS, D. T.; GIAKOUMIS, E. G. **Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins.** Energy Conversion and Management, v. 47, p. 3272–3287, 2006.

RAKOPOULOS, C. D. **Evaluation of a spark ignition engine cycle using first and second law analysis techniques.** Energy Conversion and Management, v. 34, n. 12, p. 1299–1314, 1993.

RAMADHAS, A. S.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, C. **Use of vegetable oils as I.C. engine fuels - A review.** Renewable Energy, v. 29, p. 727–742, 2004.

RANDAZZO, M. L. **Emissões e performance de um veículo operando com misturas de óleo diesel, biodiesel e etanol.** Dissertação de mestrado, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PUC Minas, Belo Horizonte, 2009, 175p.

SARADA, S. N.; SHAILAJA, M.; RAJU, A. V. S. R.; RADHA, K. K. **Optimization of injection pressure for a compression ignition engine with cotton seed oil as an alternate fuel.** International Journal of Engineering, Science and Technology, v. 2, p. 142-149, 2010.

SIDIBÉ, S. S.; BLIN, J.; VAITILINGOM, G.; AZOUMAH, Y. **Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in diesel engines state of the art: Literature review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 14, p. 2748–2759, 2010.

SZARGUT, J.; MORRIS, D.; STEWARD, F. **Exergy analysis of thermal chemical and metallurgical processes.** 1. th. Berlin:Springer-Verlag, 1988. 332p.

TABILE, R.; LOPES, A.; DABDOUB, M. J.; CAMARA, F. T. da; FURLANI, C. E. A.; SILVA, R. P. da. **Biodiesel de mamona no diesel interior e metropolitano em trator agrícola.** Jaboticabal: UNESP, Engenharia Agrícola, v. 29, n. 3, p. 412-423, 2009.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna.** 1. ed. São Paulo: Edgar Blücher, v. 1, 1988. 558p.

TRAUPEL, W. **Reciprocating engine and turbine in internal combustion engineering in proceedings.** International Congress of Combustion Engines, Zurich, Switzerland. 1957.

TSATSARONIS, G. **Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics.** Energy, v. 32, p. 249-253, 2007.

VALENTE O. S. ; SILVA, M. J. da; PASA, V. D.; BELCHIOR, C. P.; SODRE, J. R. **Fuel consumption and emissions from a diesel power generator fuelled with castor oil and soybean biodiesel.** Fuel, v. 89, p. 3637–3642, 2010.

VALENTE, O. S. **Desempenho e emissões de um motor-gerador de energia elétrica operando com biodiesel.** Dissertação de mestrado, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PUC Minas, Belo Horizonte, 2007, 139p.

VAN GERPEN, J. H.; SHAPIRO, H. N. **Second-law analysis of diesel engine combustion.** Journal of engineering for gas turbines and power, v. 112, p. 129–137, 1990.

VENKANNA, B. K.; WADAWADAGI, S. B.; VENKATARAMANA, C. **Effect of Injection Pressure on Performance, Emission and Combustion Characteristics of Direct Injection Diesel Engine Running on Blends of Pongamia Pinnata Linn Oil (Honge oil) and Diesel Fuel.** Agricultural Engineering international: The CIGR Ejournal, v. 11, 2009.

APÊNDICE A - Incertezas das medições

Nas seguintes tabelas são apresentados os resultados das incertezas expandidas a 95% de probabilidade das medições realizadas nos testes com óleo 100S, mistura 50S/50D e óleo 100D.

Tabela A.1 – Incertezas expandidas das medições nos testes com óleo 100S.

100S								
N (rpm)	T_s (Nm)	\dot{m}_{comb} (g/s)	CO (ppm)	CO_2 (%)	NO_x (ppm)	T_g (°C)	\dot{W}_s (kW)	CEC (g/kWh)
9	1,85	0,03	19	0,43	51	3	0,19	10,25
15	0,86	0,09	26	0,44	57	3	0,10	13,54
37	0,89	0,03	20	0,48	72	3	0,13	8,62
58	0,15	0,02	23	0,45	68	2	0,17	8,29
45	0,87	0,02	21	0,46	70	4	0,15	8,51
60	1,32	0,02	41	0,46	73	4	0,21	9,36
98	1,86	0,02	75	0,47	81	4	0,34	11,64

Tabela A.2 – Incertezas expandidas das medições nos testes com mistura 50S/50D.

50S/50D								
N (rpm)	T_s (Nm)	\dot{m}_{comb} (g/s)	CO (ppm)	CO_2 (%)	NO_x (ppm)	T_g (°C)	\dot{W}_s (kW)	CEC (g/kWh)
20	1,61	0,02	20	0,42	51	3	0,17	8,53
53	0,18	0,02	15	0,44	57	3	0,14	6,71
88	1,67	0,02	13	0,44	63	4	0,29	8,28
130	2,89	0,06	18	0,45	73	3	0,46	14,39
81	2,18	0,02	21	0,46	82	4	0,30	8,79
61	1,71	0,03	35	0,46	86	3	0,23	9,31
133	4,10	0,06	51	0,47	94	4	0,52	17,96

Tabela A.3 – Incertezas expandidas das medições nos testes com óleo 100D.

100D								
N	T_s	\dot{m}_{comb}	CO	CO_2	NO_x	T_g	\dot{W}_s	CEC
(rpm)	(Nm)	(g/s)	(ppm)	(%)	(ppm)	(°C)	(kW)	(g/kWh)
9	4,19	0,05	24	0,43	56	4	0,42	14,73
32	3,04	0,04	23	0,44	61	4	0,31	10,92
6	1,96	0,02	21	0,45	64	5	0,20	7,35
31	1,66	0,03	30	0,45	70	5	0,18	7,44
14	2,57	0,04	19	0,45	76	3	0,22	9,64
19	2,18	0,02	30	0,46	87	3	0,19	7,19
8	2,27	0,03	29	0,46	90	3	0,18	8,49
43	2,77	0,04	33	0,47	98	4	0,24	10,82

Como foi mencionado no corpo do trabalho, no projeto também foram testados o óleo de girassol, o óleo de tungue e suas misturas de 50% em volume com óleo diesel. Foi adaptada a mesma nomenclatura usada para o óleo de soja, por exemplo, 100G (100% óleo de girassol) e 100T (100% óleo de tungue). Nas seguintes tabelas são apresentados os resultados das incertezas expandidas a 95% de probabilidade das medições realizadas com estes óleos.

Tabela A.4 – Incertezas expandidas das medições nos testes com óleo 100G.

100G								
N	T_s	\dot{m}_{comb}	CO	CO_2	NO_x	T_g	\dot{W}_s	CEC
(rpm)	(Nm)	(g/s)	(ppm)	(%)	(ppm)	(°C)	(kW)	(g/kWh)
6	1,49	0,02	13	0,43	49	3	0,15	7,85
20	1,62	0,05	14	0,44	54	6	0,17	11,66
65	0,31	0,02	14	0,44	58	3	0,18	7,45
78	1,12	0,02	16	0,44	66	4	0,24	8,64
56	0,96	0,03	17	0,45	79	5	0,18	9,25
14	1,49	0,03	20	0,45	76	3	0,13	9,81
40	2,08	0,11	45	0,46	78	5	0,19	18,68

Tabela A.5 – Incertezas expandidas das medições nos testes com mistura 50G/50D.

50G/50D								
N	T_s	\dot{m}_{comb}	CO	CO_2	NO_x	T_g	\dot{W}_s	CEC
(rpm)	(Nm)	(g/s)	(ppm)	(%)	(ppm)	(°C)	(kW)	(g/kWh)
40	4,63	0,03	33	0,43	51	5	0,47	14,45
54	2,09	0,02	14	0,44	60	6	0,25	8,86
46	0,92	0,02	16	0,45	66	3	0,16	6,13
56	0,17	0,02	26	0,45	81	4	0,17	6,31
61	0,47	0,02	32	0,46	79	3	0,19	7,33
51	0,27	0,15	88	0,46	91	4	0,17	22,35

Tabela A.6 – Incertezas expandidas das medições nos testes com óleo 100T.

100T								
N	T_s	\dot{m}_{comb}	CO	CO_2	NO_x	T_g	\dot{W}_s	CEC
(rpm)	(Nm)	(g/s)	(ppm)	(%)	(ppm)	(°C)	(kW)	(g/kWh)
51	3,72	0,04	22	0,43	46	4	0,39	15,75
14	0,27	0,06	128	0,45	58	4	0,07	12,49
131	1,66	0,09	21	0,45	58	6	0,37	16,77
90	3,22	0,12	25	0,45	70	7	0,36	21,47
35	3,27	0,06	28	0,45	75	6	0,27	14,14
30	5,31	0,15	49	0,46	73	6	0,39	27,46

Tabela A.7 – Incertezas expandidas das medições nos testes com mistura 50T/50D.

50T/50D								
N	T_s	\dot{m}_{comb}	CO	CO_2	NO_x	T_g	\dot{W}_s	CEC
(rpm)	(Nm)	(g/s)	(ppm)	(%)	(ppm)	(°C)	(kW)	(g/kWh)
75	0,38	0,02	16	0,43	50	3	0,19	8,35
49	0,86	0,02	19	0,44	862	3	0,15	6,64
100	0,20	0,03	21	0,44	61	3	0,28	9,99
108	0,35	0,04	47	0,45	70	4	0,31	11,37
19	0,53	0,02	32	0,47	78	3	0,10	6,35
14	1,44	0,02	41	0,46	78	3	0,13	7,31
87	1,62	0,03	86	0,46	79	3	0,30	12,09

APÊNDICE B - Resultados experimentais

B.1 PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DOS COMBUSTÍVEIS

B.1.1 Viscosidade dinâmica

Os resultados dos ensaios de viscosidade dinâmica dos óleos 100S, 50S/50D e 100D são mostrados nas seguintes tabelas.

Tabela B.1 – Resultados do ensaio de viscosidade dinâmica do óleo 100S.

100S					
$T (^{\circ}\text{C})$	μ (mPa.s)				
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Média	Desvio
25	51,11	51,65	51,75	51,50	0,34
40	29,89	29,23	29,33	29,48	0,36
55	18,53	18,07	18,02	18,21	0,28
70	12,38	12,46	12,39	12,41	0,05
85	8,99	8,74	9,05	8,93	0,16

Tabela B.2 – Resultados do ensaio de viscosidade dinâmica da mistura 50S/50D.

50S/50D					
$T (^{\circ}\text{C})$	μ (mPa.s)				
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Média	Desvio
25	17,08	17,17	17,28	17,18	0,10
40	11,00	10,78	10,85	10,88	0,11
55	7,42	7,36	7,38	7,39	0,03
70	5,32	5,40	5,44	5,39	0,06
85	4,16	4,20	4,23	4,20	0,04

Tabela B.3 – Resultados do ensaio de viscosidade dinâmica do óleo 100D.

100D					
T (°C)	μ (mPa.s)				
	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3	Média	Desvio
25	4,17	4,16	4,23	4,19	0,04
40	3,05	3,02	3,11	3,06	0,05
55	2,30	2,35	2,40	2,35	0,05
70	1,86	1,94	1,95	1,92	0,05
85	1,60	1,62	1,64	1,62	0,02

Da Tabela B.4 à Tabela B.6 são apresentados os resultados médios da viscosidade dinâmica das diferentes proporções de mistura dos três óleos vegetais com óleo diesel.

Tabela B.4 – Viscosidade dinâmica do óleo de girassol e misturas com óleo diesel.

T (°C)	μ (mPa.s)			
	25G/75D	50G/50D	75G/25D	100G
25	8,31	14,91	28,41	56,74
40	5,68	9,46	16,66	31,95
55	4,19	6,46	10,70	19,71
70	3,27	4,73	7,45	13,47
85	2,70	3,70	5,59	9,75

Tabela B.5 – Viscosidade dinâmica do óleo de tungue e misturas com óleo diesel.

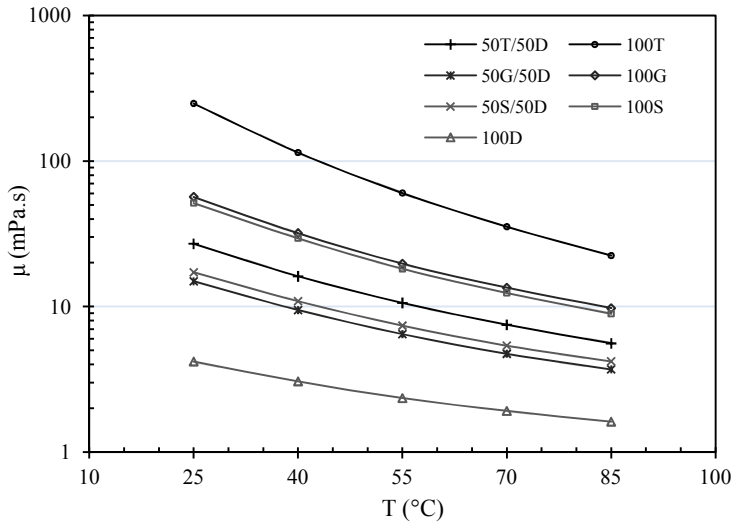
T (°C)	μ (mPa.s)			
	25T/75D	50T/50D	75T/25D	100T
25	11,45	26,98	85,25	248,77
40	7,64	16,13	43,82	114,49
55	5,61	10,58	25,48	60,31
70	4,36	7,48	16,40	35,39
85	3,50	5,58	11,39	22,42

Tabela B.6 – Viscosidade dinâmica do óleo de soja e misturas com óleo diesel.

T (°C)	μ (mPa.s)			
	25S/75D	50S/50D	75S/25D	100S
25	10,36	17,18	29,34	51,50
40	6,89	10,88	17,44	29,48
55	4,89	7,39	11,33	18,21
70	3,68	5,39	7,75	12,41
85	2,93	4,20	5,91	8,93

Na Figura B.1 são apresentados os resultados da viscosidade dinâmica em função da temperatura.

Figura B.1 – Viscosidade em função da temperatura de todos os combustíveis testados.



B.1.2 Massa específica

A medição da massa específica em função da temperatura do óleo 100S e da mistura 50S/50D é apresentada na Tabela B.7 e Tabela B.8.

Tabela B.7 – Massa específica do óleo 100S a diferentes temperaturas.

100S		
T ($^{\circ}\text{C}$)	Leitura da balança ρ (da g/cm^3)	ρ (kg/m^3)
22,1	9,183	918,3
36,1	9,081	908,1
47,1	9,019	901,9
56,5	8,963	896,3
65,1	8,921	892,1
68,7	8,900	890,0
76,1	8,855	885,5
86,4	8,781	878,1

Tabela B.8 – Massa específica da mistura 50S/50D a diferentes temperaturas.

50S/50D		
T (°C)	Leitura da balança ρ (da g/cm^3)	ρ (kg/m^3)
23,7	8,827	882,7
36,4	8,715	871,5
46,6	8,684	868,4
54,8	8,638	863,8
65,3	8,561	856,1
72,2	8,534	853,4
82,7	8,481	848,1

Para a determinação da massa específica do óleo 100D foram utilizados os valores experimentais mostrados nas tabelas anteriores e a relação de massa específica para mistura binária apresentada na equação (B.1) como segue,

$$\rho_m = \varphi\rho_1 + (1 - \varphi)\rho_2 \quad (\text{B.1})$$

onde ρ_1 , ρ_2 e ρ_m representam a massa específica dos componentes 1, 2 e mistura, respectivamente. φ é a relação volumétrica do componente 1 na mistura.

Para substituir valores de ρ_m e ρ_1 na mesma temperatura, foram usados os valores descritos pelas curvas ajustadas dos resultados para mistura 50S/50D e óleo 100S. Estes dados ajustados e o valor da massa específica estimado para óleo 100D são mostrados na Tabela B.9.

Tabela B.9 – Massa específica dos óleos 100S, 50S/50D e 100D.

T (°C)	100S	50S/50D	100D
	ρ (kg/m^3)	ρ (kg/m^3)	ρ (kg/m^3)
20	918,75	883,19	847,63
25	915,74	880,33	844,92
40	906,70	871,74	836,78
55	897,66	863,15	828,65
70	888,62	854,57	820,51
85	879,58	845,98	812,38

Os resultados massa específica dos três óleos vegetais e algumas misturas com óleo diesel são mostrados na sequência.

Tabela B.10 – Massa específica do óleo de girassol e misturas com óleo diesel.

25G/75D		50G/50D		75G/25D		100G	
T (°C)	ρ (kg/m ³)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	T (°C)	ρ (kg/m ³)
23,7	865,7	23,9	885,1	22,1	902,2	23,5	920,3
34,9	857,7	37,6	873,2	34,0	890,8	43,8	907,8
44,8	850,2	44,5	868,6	44,5	886,7	44,9	907,2
55,9	844,9	56,2	861,6	53,7	881,6	46,1	904,4
67,1	837,5	63,8	857,5	65,8	875,43	57,5	896,2
75,1	833,3	74,4	851,7	74,3	871,2	68,4	892,2
86,6	827,2	86,5	845	86,6	862,7	72,5	888,6
						77,2	885,6
						87,8	881,5
						92,7	876,9
						98,4	872
						105,0	867,5

Tabela B.11 – Massa específica do óleo de tungue e misturas com óleo diesel.

25T/75D		50T/50D		75T/25D		100T	
T (°C)	ρ (kg/m ³)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	T (°C)	ρ (kg/m ³)
24,0	870,3	23,6	892,1	24,6	913,3	23,1	936,6
37,0	861	39,1	880,9	35,5	906,3	38,9	925,7
45,0	856,2	56,1	872,7	45,4	899,6	42,1	925,5
55,4	850,9	69,3	861,1	51,2	895,5	46,3	921,4
65,7	844,4	84,5	854,9	67,5	888,1	55,7	917,4
74,0	839,9	98,7	846,9	73,2	884,3	61,6	909,8
85,1	831,6	111,8	838,9	77,0	878,9	71,1	905
				87,0	874,2	86,6	896,1
						99,8	886,2

Tabela B.12 – Massa específica do óleo de soja e misturas com óleo diesel.

25S/75D		50S/50D		75S/25D		100S	
<i>T</i> (°C)	ρ (kg/m ³)	<i>T</i> (°C)	ρ (kg/m ³)	<i>T</i> (°C)	ρ (kg/m ³)	<i>T</i> (°C)	ρ (kg/m ³)
23,8	865,4	23,7	882,7	21,5	900,8	22,1	918,3
37,7	856,3	36,4	871,5	30,1	893,5	36,1	908,1
46,4	850,7	46,6	868,4	43,6	886,7	47,1	901,9
55,9	844,8	54,8	863,8	56,0	879,6	56,5	896,3
62,6	839,6	65,3	856,1	63,9	874,2	65,1	892,1
76,9	832,1	72,2	853,4	75,0	867,5	68,7	890
87,1	826,1	82,7	848,1	86,5	860,7	76,1	885,5
						86,4	878,1

B.1.3 Poder calorífico

Na Tabela B.13 são apresentados os resultados de poder calorífico inferior e poder calorífico superior dos três bio-óleos testados e suas misturas com óleo diesel.

Tabela B.13 – Resultados de poder calorífico superior e poder calorífico inferior para todos os óleos testados.

Combustível	PCS (kcal/kg)	PCI (kcal/kg)	PCI (kJ/kg)	% diferença em relação ao óleo 100D
100D **	10750	10100	42287	
50S/50D	9978	9361	39191	- 7,3
50G/50D	9958	9344	39122	- 7,5
50T/50D	9909	9288	38885	- 8,1
100S *	9265 ± 7	8678 ± 7	36333 ± 29	- 14,1
100G*	9230 ± 5	8649 ± 5	36212 ± 21	- 14,4
100T*	9148	8553	35810	- 15,3

*Resultado do INT.

** Fonte: Balanço Energético Nacional (BEN, 2011).

B.2 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS

Os resultados de torque potência, vazão de massa e consumo específico apresentados da Tabela B.14 à Tabela B.17 correspondem aos valores médios dos ensaios triplicados realizados com cada combustível. O cálculo de massa de combustível por ciclo do motor foi realizado a partir dos dados médios e é apresentado na Tabela B.18.

Tabela B.14 – Resultados experimentais do torque do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.

Carga	100S		50S/50D		100D	
	N (rpm)	T_s (Nm)	N (rpm)	T_s (Nm)	N (rpm)	T_s (Nm)
15	2085	48,88	2102	47,22	2101	49,83
16	2042	53,42	2071	52,40	2080	54,33
17	1918	57,36	2008	57,34	2054	58,84
18	1750	60,14	1872	61,25	1950	62,79
19	1623	62,93	1691	63,59	1755	65,46
20	1525	66,22	1579	66,84	1629	68,28
21	1406	68,30	1465	69,17	1533	71,18
22					1416	72,96

Tabela B.15 – Resultados experimentais da potência do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.

Carga	100S		50S/50D		100D	
	N (rpm)	\dot{W}_s (kW)	N (rpm)	\dot{W}_s (kW)	N (rpm)	\dot{W}_s (kW)
15	2085	10,66	2102	10,38	2101	10,95
16	2042	11,42	2071	11,35	2080	11,82
17	1918	11,51	2008	12,06	2054	12,65
18	1750	11,02	1872	12,00	1950	12,82
19	1623	10,69	1691	11,25	1755	12,02
20	1525	10,57	1579	11,05	1629	11,64
21	1406	10,05	1465	10,61	1533	11,42
22					1416	10,81

Tabela B.16 – Resultados da vazão de combustível do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.

Carga	100S		50S/50D		100D	
	N (rpm)	\dot{m}_{comb} (g/s)	N (rpm)	\dot{m}_{comb} (g/s)	N (rpm)	\dot{m}_{comb} (g/s)
15	2085	0,81	2102	0,78	2101	0,77
16	2042	0,90	2071	0,84	2080	0,81
17	1918	0,90	2008	0,87	2054	0,87
18	1750	0,82	1872	0,86	1950	0,86
19	1623	0,79	1691	0,79	1755	0,80
20	1525	0,79	1579	0,78	1629	0,76
21	1406	0,74	1465	0,76	1533	0,75
					1416	0,72

Tabela B.17 – Resultados do consumo específico do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.

Carga	100S		50S/50D		100D	
	<i>N</i> (rpm)	<i>CEC</i> (g/kWh)	<i>N</i> (rpm)	<i>CEC</i> (g/kWh)	<i>N</i> (rpm)	<i>CEC</i> (g/kWh)
15	2085	273,1	2102	271,3	2101	251,8
16	2042	283,1	2071	266,3	2080	245,5
17	1918	280,2	2008	258,4	2054	246,7
18	1750	268,0	1872	259,0	1950	242,5
19	1623	267,7	1691	253,9	1755	240,1
20	1525	268,5	1579	252,8	1629	235,5
21	1406	266,4	1465	256,1	1533	237,0
					1416	239,2

Tabela B.18 – Massa de combustível por ciclo do motor, operando com óleos 100S, 50S/50D e 100D.

Carga	100S		50S/50D		100D	
	<i>N</i> (rpm)	<i>Vazão</i> (mg/ciclo)	<i>N</i> (rpm)	<i>Vazão</i> (mg/ciclo)	<i>N</i> (rpm)	<i>Vazão</i> (mg/ciclo)
15	2085	46,54	2107	44,55	2101	43,76
16	2042	52,78	2082	48,42	2080	46,51
17	1918	56,07	2028	51,21	2054	50,64
18	1750	56,21	1899	54,59	1950	53,14
19	1623	58,78	1707	55,80	1755	54,83
20	1525	62,01	1591	58,49	1629	56,11
21	1406	63,47	1493	60,70	1533	58,85
22					1416	60,89

Tabela B.19 – Resultados de torque e potência do motor operando com óleo 100G e mistura 50G/50D.

Carga	100G			50G/50D		
	N (rpm)	T_s (Nm)	\dot{W}_s (kW)	N (rpm)	T_s (Nm)	\dot{W}_s (kW)
15	2092	47,85	10,47	2104	48,36	10,64
16	2039	52,64	11,24	2072	53,11	11,51
17	1902	56,94	11,33	2032	57,93	12,33
18	1732	59,75	10,83	1882	61,51	12,11
19	1610	62,89	10,61	1702	64,15	11,43
20	1516	66,18	10,51	1592	66,93	11,15
21	1397	68,24	9,99			

Tabela B.20 – Resultados de torque e potência do motor operando com óleo 100T e mistura 50T/50D.

Carga	100T			50T/50D		
	N (rpm)	T_s (Nm)	\dot{W}_s (kW)	N (rpm)	T_s (Nm)	\dot{W}_s (kW)
15	2081	45,84	9,98	2076	49,68	10,79
16	2016	51,63	10,90	2049	53,60	11,50
17	1881	55,03	10,83	1953	57,13	11,68
18	1711	57,97	10,37	1812	60,06	11,38
19	1592	61,47	10,25	1648	62,30	10,74
20	1487	64,19	9,99	1537	65,20	10,49
21				1412	67,37	9,97

Na Figura B.2 são apresentados os resultados da potência em função da rotação para todos os combustíveis testados.

Figura B.2 – Potência em função da rotação para todos os combustíveis testados.

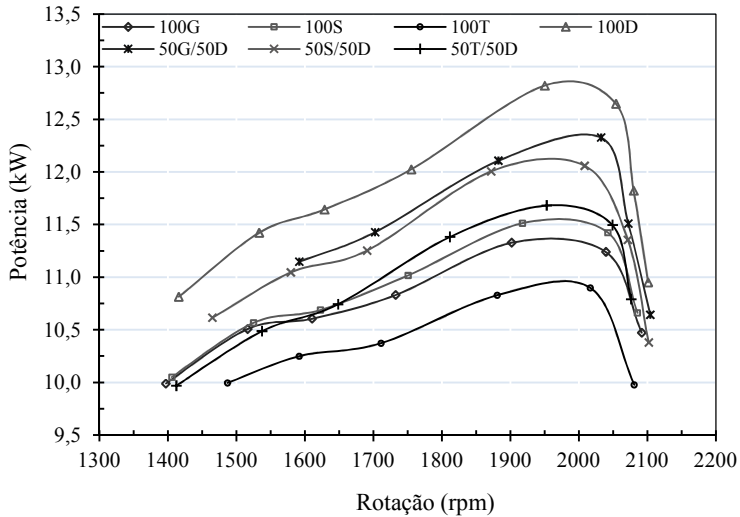


Tabela B.21 – Resultados de vazão e consumo específico de combustível do motor operando com óleo 100G e mistura 50D/50D.

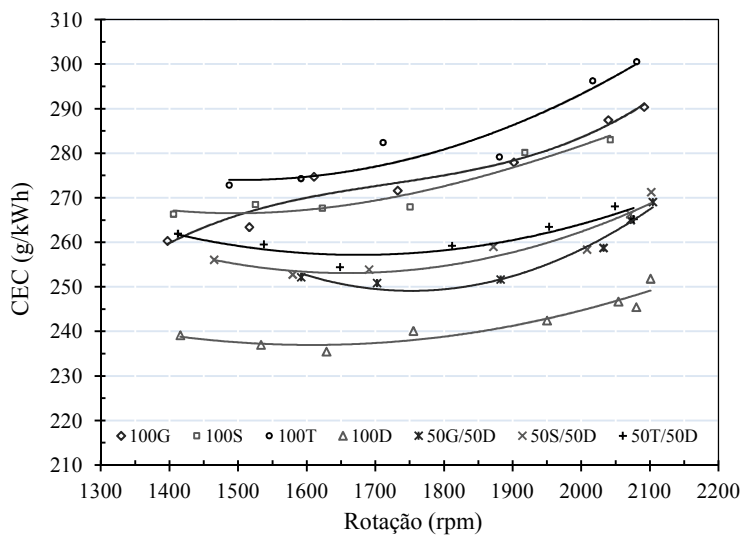
Carga	100G			50G/50D		
	N (rpm)	\dot{m}_{comb} (g/s)	CEC (g/kWh)	N (rpm)	\dot{m}_{comb} (g/s)	CEC (g/kWh)
15	2092	0,845	290,4	2104	0,795	269,1
16	2039	0,897	287,4	2072	0,847	265,0
17	1902	0,875	278,0	2032	0,886	258,8
18	1732	0,817	271,6	1882	0,846	251,7
19	1610	0,809	274,7	1702	0,796	250,9
20	1516	0,769	263,4	1592	0,781	252,2
21	1397	0,722	260,3			

Tabela B.22 – Resultados de vazão e consumo específico de combustível do motor operando com óleo 100T e mistura 50T/50D.

Carga	100T			50T/50D		
	N (rpm)	\dot{m}_{comb} (g/s)	CEC (g/kWh)	N (rpm)	\dot{m}_{comb} (g/s)	CEC (g/kWh)
15	2081	0,833	300,6	2076	0,795	265,2
16	2016	0,897	296,3	2049	0,856	268,1
17	1881	0,840	279,2	1953	0,855	263,5
18	1711	0,814	282,4	1812	0,820	259,2
19	1592	0,781	274,3	1648	0,759	254,4
20	1487	0,758	272,9	1537	0,756	259,6
21				1412	0,725	261,9

Na Figura B.3 são apresentados os resultados de consumo específico em função da rotação para todos os combustíveis testados.

Figura B.3 – Consumo específico de combustível em função da rotação para todos os combustíveis testados.



B.3 EMISSÕES

As medições de CO_2 , CO , NO , NO_x e temperatura nos gases de exaustão são apresentados da Tabela B.23 à Tabela B.29.

Tabela B.23 – Emissões nos gases de exaustão com óleo 100S.

100S					
<i>N</i>	<i>CO</i> ₂	<i>CO</i>	<i>NO</i>	<i>NO</i> _x	<i>T</i> _g
(rpm)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(°C)
2083	8,00	218	854	897	462
2037	8,50	222	917	963	485
1930	8,79	235	995	1045	491
1774	9,06	275	1084	1138	489
1637	9,59	334	1130	1187	492
1509	10,12	436	1209	1270	506
1376	10,46	658	1305	1370	510

Tabela B.24 – Emissões nos gases de exaustão com mistura 50S/50D.

50S/50D					
<i>N</i>	<i>CO</i> ₂	<i>CO</i>	<i>NO</i>	<i>NO</i> _x	<i>T</i> _g
(rpm)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(°C)
2102	7,35	161	844	886	439
2071	8,07	193	932	978	472
2025	8,79	213	1028	1079	503
1875	8,98	205	1139	1196	501
1690	9,41	251	1297	1361	499
1578	9,94	302	1396	1466	512
1471	10,36	362	1489	1564	523

Tabela B.25 – Emissões nos gases de exaustão com óleo 100D.

100D					
<i>N</i>	<i>CO</i> ₂	<i>CO</i>	<i>NO</i>	<i>NO</i> _x	<i>T</i> _g
(rpm)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(°C)
2106	7,28	263	835	876	442
2090	7,99	268	921	967	477
2054	8,76	243	1001	1052	513
1940	9,19	258	1108	1164	523
1749	9,44	263	1256	1318	514
1636	9,84	280	1427	1498	518
1531	10,33	351	1475	1549	527
1423	10,75	448	1579	1658	534

Tabela B.26 – Emissões nos gases de exaustão com óleo 100G.

100G					
<i>N</i>	<i>CO</i> ₂	<i>CO</i>	<i>NO</i>	<i>NO</i> _x	<i>T</i> _g
(rpm)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(°C)
2093	7,57	222	812	853	446
2039	8,21	245	876	920	477
1885	8,52	229	963	1012	474
1721	8,86	241	1099	1154	473
1593	9,27	269	1163	1221	481
1508	9,75	338	1237	1299	499
1395	10,12	408	1293	1358	509

Tabela B.27 – Emissões nos gases de exaustão com mistura 50G/50D.

50G/50D					
<i>N</i>	<i>CO</i> ₂	<i>CO</i>	<i>NO</i>	<i>NO</i> _x	<i>T</i> _g
(rpm)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(°C)
2101	7,35	161	844	886	436
2065	8,07	193	932	978	473
2019	8,79	213	1028	1079	500
1857	8,98	205	1139	1196	499
1678	9,41	251	1297	1361	496
1577	9,94	302	1396	1466	510
1451	10,36	362	1489	1564	522

Tabela B.28 – Emissões nos gases de exaustão com óleo 100T.

100T					
<i>N</i>	<i>CO</i> ₂	<i>CO</i>	<i>NO</i>	<i>NO</i> _x	<i>T</i> _g
(rpm)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(°C)
2092	7,49	363	760	798	431
2013	8,42	398	890	935	473
1911	8,57	334	952	1000	466
1730	8,99	397	1043	1095	473
1599	9,33	358	1143	1200	476
1479	9,84	478	1194	1254	492

Tabela B.29 – Emissões nos gases de exaustão com mistura 50T/50D.

50T/50D					
<i>N</i>	<i>CO</i> ₂	<i>CO</i>	<i>NO</i>	<i>NO</i> _x	<i>T</i> _g
(rpm)	(%)	(ppm)	(ppm)	(ppm)	(°C)
2093	7,78	267	840	882	459
2060	8,32	300	896	940	485
1976	8,81	331	981	1030	498
1837	9,05	355	1071	1124	499
1655	9,54	495	1182	1241	501
1544	10,08	555	1289	1354	513
1439	10,12	744	1243	1305	529

Os gráficos dos valores medidos de CO, CO₂, NO_x e da temperatura nos gases de exaustão para toda a faixa de rotação com os óleos 100S, 50S/50D e 100D são apresentados da Figura B.4 à Figura B.7. O comportamento das curvas nas rotações acima de 2000 rpm foi influenciado pela ação do governador em sua regulação da rotação máxima. As incertezas expandidas para a medição de CO₂ foram da ordem de $\pm 0,5 \%$, não identificadas para facilitar a visualização do gráfico. As curvas de emissões de CO₂ são coerentes com o teor de carbono nos combustíveis testados.

Figura B.4 – Emissões de CO em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.

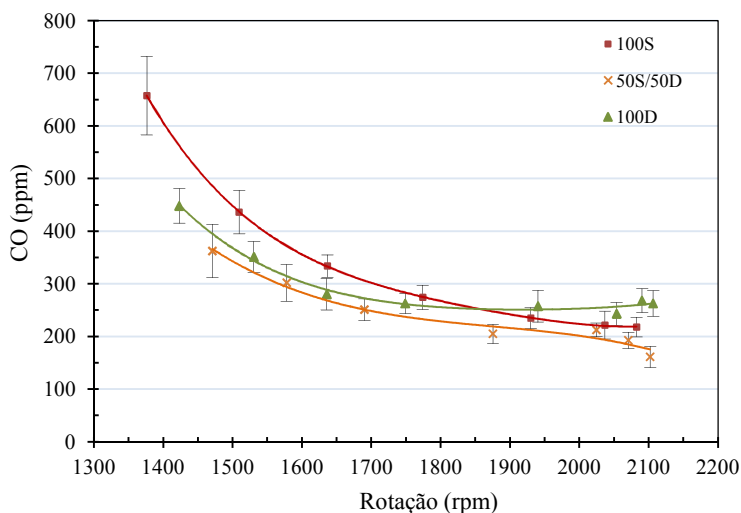


Figura B.5 – Emissões de CO₂ em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.

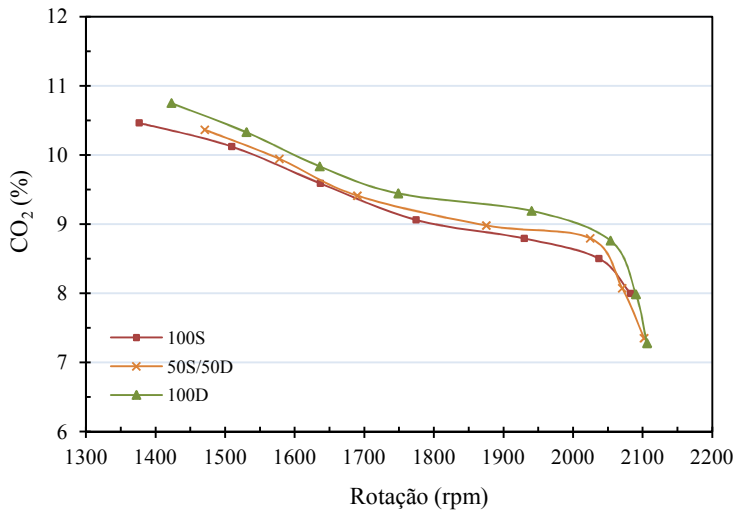


Figura B.6 – Emissões de NO_x em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.

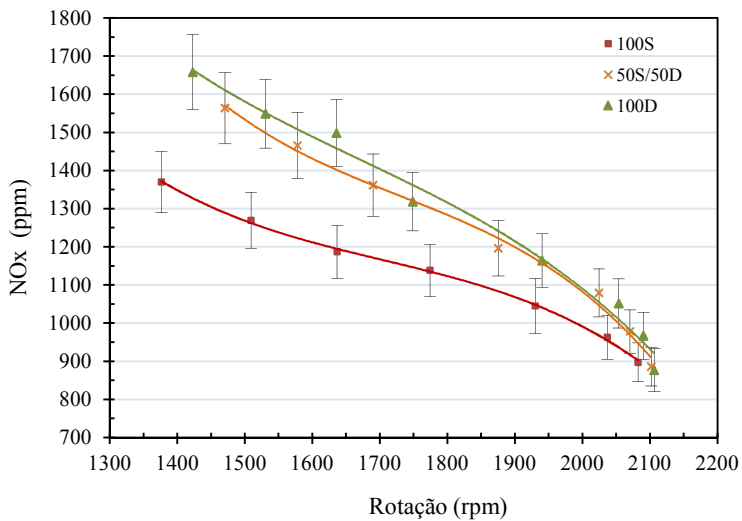
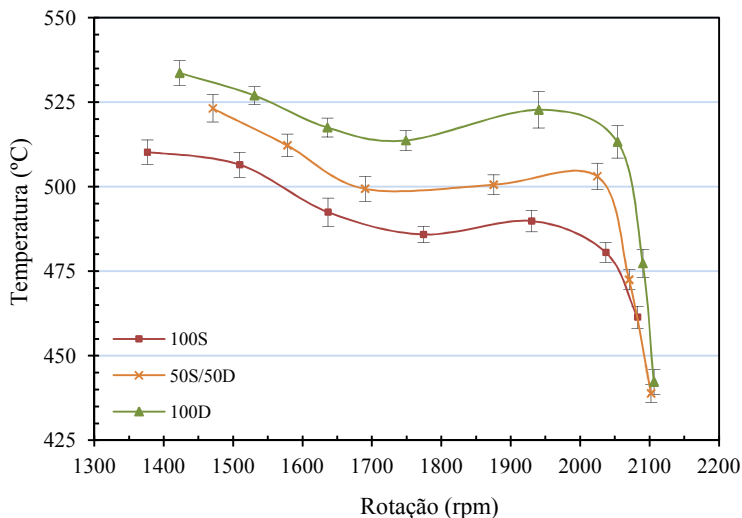


Figura B.7 – Temperatura dos gases de exaustão em função da rotação para óleos 100S, 50S/50D e 100D.



As emissões medidas foram realizadas em base seca pelo equipamento de medição. Para a estimativa da composição porcentual de CO_2 , H_2O , N_2 e O_2 nos gases de exaustão, o valor medido de CO_2 foi convertido para base úmida. Os resultados correspondentes são apresentados na sequência.

Tabela B.30 – Emissões calculadas dos gases de exaustão na operação do motor com óleo 100S.

100S					
N	$y_{\text{CO}_2,s}$	$y_{\text{CO}_2,u}$	$y_{\text{H}_2\text{O},g}$	$y_{\text{N}_2,g}$	$y_{\text{O}_2,g}$
2085	0,0800	0,0734	0,0827	0,7477	0,0962
2042	0,0850	0,0777	0,0864	0,7461	0,0898
1918	0,0879	0,0801	0,0886	0,7452	0,0861
1750	0,0906	0,0824	0,0906	0,7443	0,0827
1623	0,0959	0,0868	0,0944	0,7427	0,0761
1525	0,1012	0,0913	0,0983	0,7410	0,0694
1406	0,1046	0,0941	0,1008	0,7400	0,0652

Tabela B.31 – Emissões calculadas dos gases de exaustão na operação do motor com mistura 50S/50D.

50S/50D					
N	$y_{CO_2,s}$	$y_{CO_2,u}$	$y_{H_2O,g}$	$y_{N_2,g}$	$y_{O_2,g}$
2102	0,0735	0,0674	0,0837	0,7489	0,1001
2071	0,0807	0,0735	0,0897	0,7465	0,0904
2008	0,0879	0,0795	0,0956	0,7440	0,0809
1872	0,0898	0,0811	0,0971	0,7434	0,0784
1691	0,0941	0,0846	0,1006	0,7420	0,0728
1579	0,0994	0,0890	0,1048	0,7403	0,0660
1465	0,1036	0,0924	0,1081	0,7389	0,0606

Tabela B.32 – Emissões calculadas dos gases de exaustão na operação do motor com óleo 100D.

100D					
N	$y_{CO_2,s}$	$y_{CO_2,u}$	$y_{H_2O,g}$	$y_{N_2,g}$	$y_{O_2,g}$
2101	0,0728	0,0662	0,0907	0,7466	0,0964
2080	0,0799	0,0721	0,0971	0,7442	0,0866
2054	0,0876	0,0785	0,1039	0,7415	0,0761
1950	0,0919	0,0820	0,1077	0,7400	0,0703
1755	0,0944	0,0840	0,1099	0,7392	0,0669
1629	0,0984	0,0873	0,1133	0,7378	0,0616
1533	0,1033	0,0912	0,1175	0,7362	0,0552
1416	0,1075	0,0945	0,1211	0,7348	0,0497

B.4 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

O cálculo da vazão de ar permitiu calcular a eficiência volumétrica. Taylor (1988) apresenta uma relação simplificada da eficiência volumétrica em função da pressão do ar na admissão, a relação de compressão, a pressão dos gases de exaustão e a razão de calores específicos do fluido de trabalho. A equação (B.2) mostra esta relação para a eficiência volumétrica, tomada de Taylor (1988), a qual foi utilizada para calcular a pressão dos gases de exaustão. A equação mostrada é uma expressão já simplificada com a consideração do ar como fluido de trabalho (mistura do ar e gases residuais no cilindro).

$$\eta_v = \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} + \frac{r_c - (p_g / p_1)}{\gamma(r_c - 1)} \quad (\text{B.2})$$

onde r_c representa a razão de compressão do motor ($r_c=17,3$), p_g a pressão dos gases de exaustão (Pa), p_1 a pressão do ar na admissão (Pa) e γ a razão de calores específicos do ar ($\gamma=1,3$). A pressão do ar na admissão, p_1 , foi considerada como 100000 Pa.

Da Tabela B.33 à Tabela B.35 são apresentados os resultados da eficiência volumétrica, razão de equivalência, pressão dos gases de exaustão e relação ar/combustível calculados para os três óleos testados.

Tabela B.33 – Resultados da eficiência volumétrica, razão de equivalência, pressão dos gases de exaustão e relação ar/combustível para a operação do motor com óleo 100S.

100S				
N	η_v	ϕ	p_g	AC
2085	0,8250	0,5155	470885	24,10
2042	0,8816	0,5467	350806	22,72
1918	0,9069	0,5647	297356	21,99
1750	0,8830	0,5815	347978	21,36
1623	0,8742	0,6143	366586	20,22
1525	0,8753	0,6470	364248	19,20
1406	0,8685	0,6679	378607	18,60

Tabela B.34 – Resultados da eficiência volumétrica, razão de equivalência, pressão dos gases de exaustão e relação ar/combustível para a operação do motor com mistura 50S/50D.

50S50D				
N	η_v	ϕ	P_g	AC
2102	0,9077	0,4971	295656	27,56
2071	0,9040	0,5441	303437	25,18
2008	0,8853	0,5907	342963	23,20
1872	0,9284	0,6030	251803	22,72
1691	0,9032	0,6306	305217	21,73
1579	0,8966	0,6646	319176	20,62
1465	0,9041	0,6914	303287	19,82

Tabela B.35 – Resultados da eficiência volumétrica, razão de equivalência, pressão dos gases de exaustão e relação ar/combustível para a operação do motor com óleo 100D.

100D				
N	η_v	ϕ	P_g	AC
2101	0,9475	0,5142	211326	29,39
2080	0,9209	0,5622	267683	26,88
2054	0,9186	0,6140	272519	24,61
1950	0,9201	0,6427	269331	23,51
1755	0,9259	0,6593	256978	22,92
1629	0,9115	0,6858	287560	22,03
1533	0,9125	0,7182	285427	21,04
1416	0,9086	0,7458	293683	20,26

APÊNDICE C - Testes estatísticos preliminares.

O teste de variâncias iguais e o teste de normalidade, desenvolvidos como testes preliminares para o teste ANOVA são apresentados para a análise de potência, consumo específico de combustível e eficiência energética. A avaliação destes testes preliminares para os outros parâmetros analisados pela ANOVA também foram realizados e foram satisfatórios, mas não são apresentados neste apêndice. A aceitação do teste está expressa pelo valor p (p -Value). Se $p > 0,05$, o teste é satisfatório.

Figura C.1 – Teste de variâncias iguais para os dados de potência a 1800 rpm.

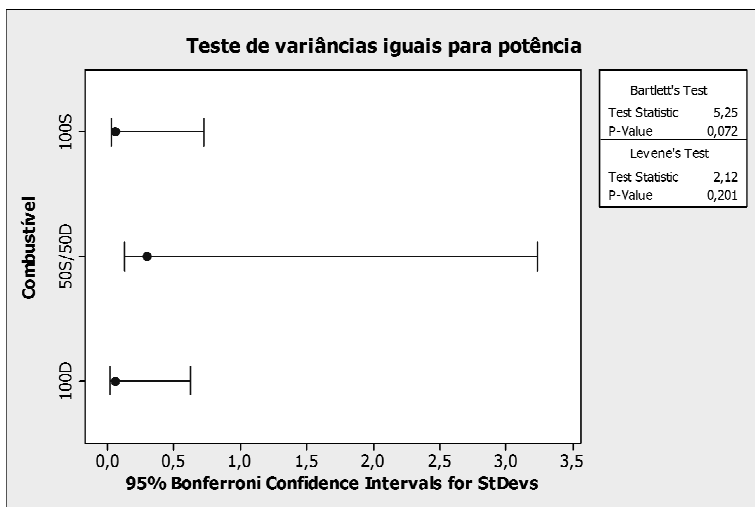


Figura C.2 – Teste de normalidade para os dados de potência do óleo 100S (1800 rpm).

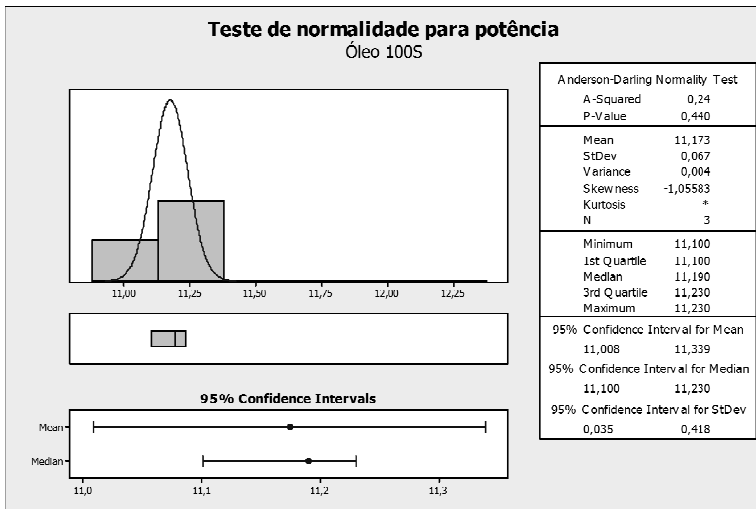


Figura C.3 – Teste de normalidade para os dados de potência da mistura 50S/50D (1800 rpm).

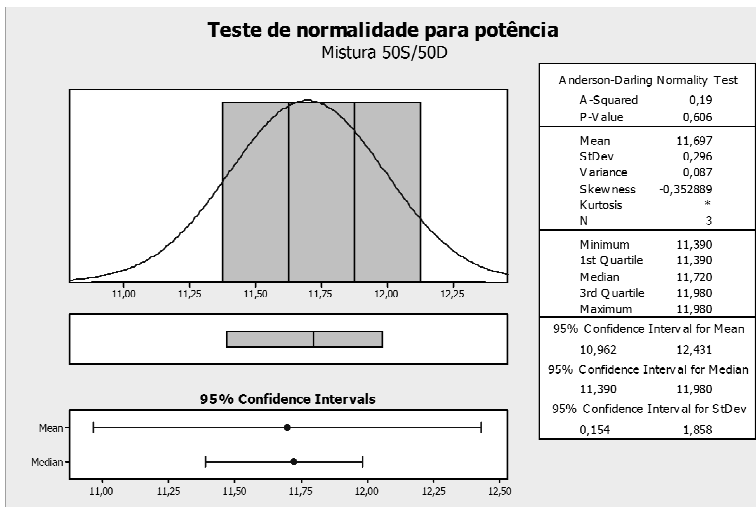


Figura C.4 – Teste de normalidade para os dados de potência do óleo 100D (1800 rpm).

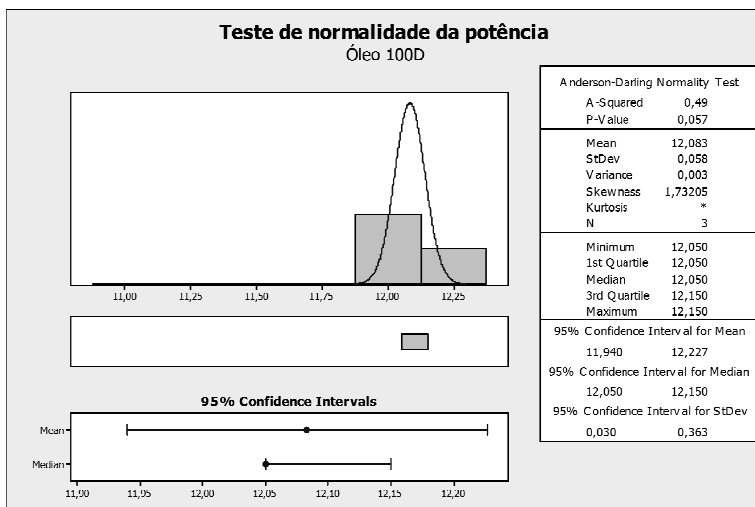


Figura C.5 – Teste de variâncias iguais para os dados de consumo específico a 1800 rpm.

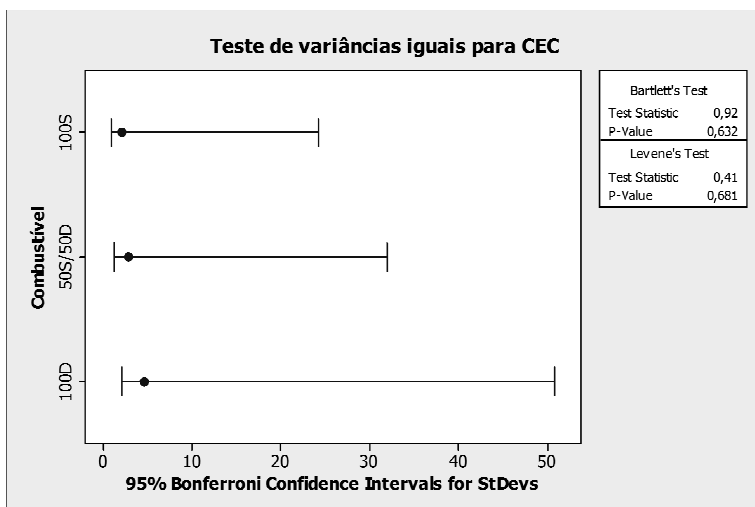


Figura C.6 – Teste de normalidade para consumo específico do óleo 100S (1800 rpm).

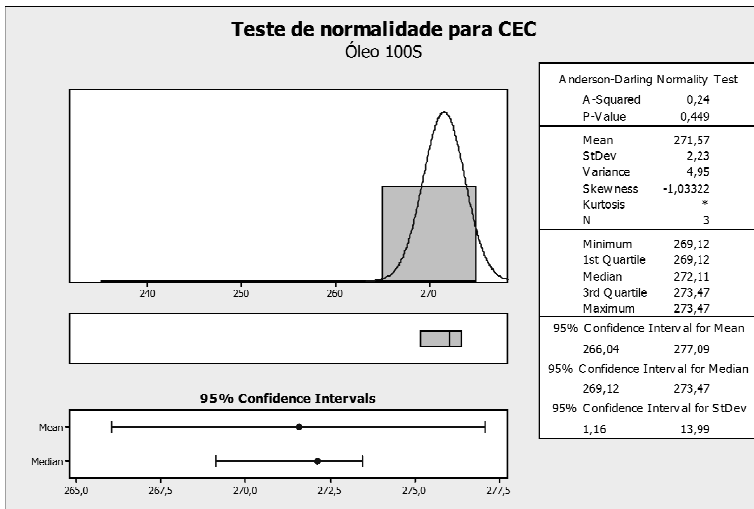


Figura C.7 – Teste de normalidade para consumo específico da mistura 50S/50D (1800 rpm).

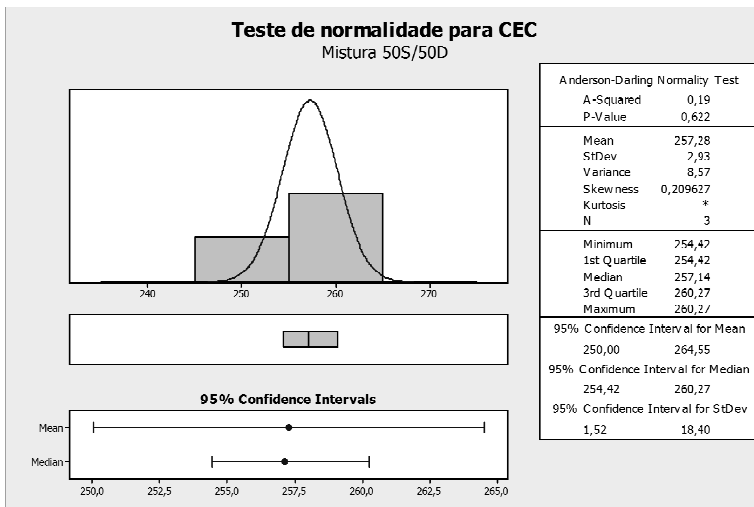


Figura C.8 – Teste de normalidade para consumo específico do óleo 100D (1800 rpm).

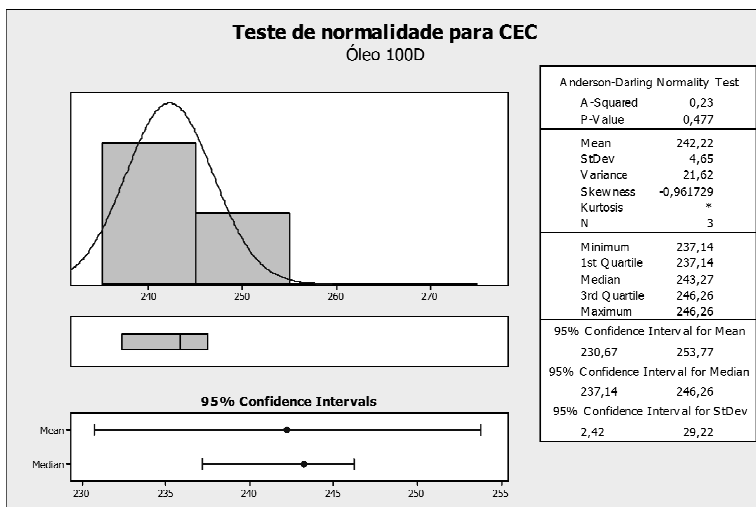


Figura C.9 – Teste de variâncias iguais para os dados de eficiência energética a 1800 rpm.

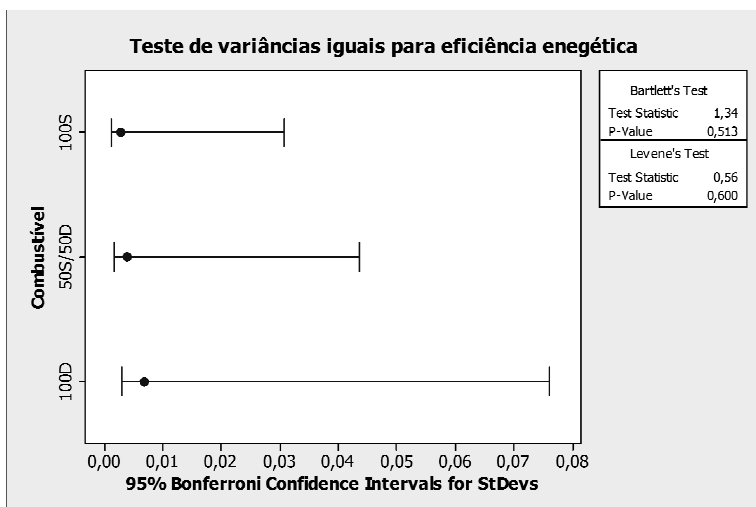


Figura C.10 – Teste de normalidade para eficiência energética do óleo 100S (1800 rpm).

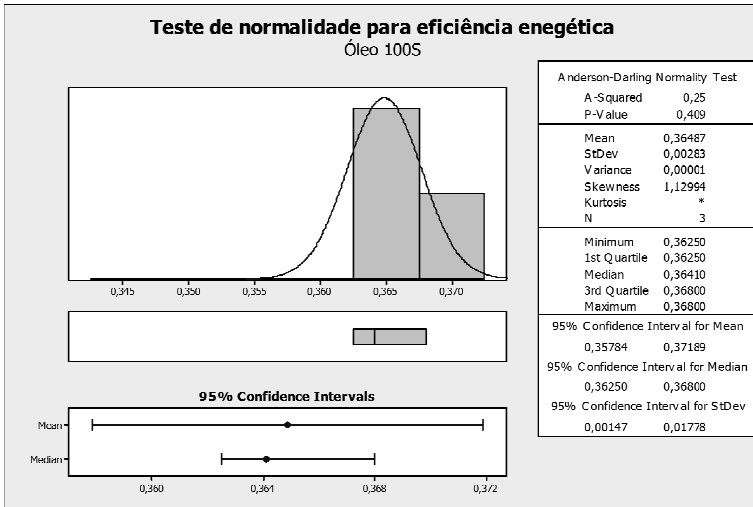


Figura C.11 – Teste de normalidade para eficiência energética da mistura 50S/50D (1800 rpm).

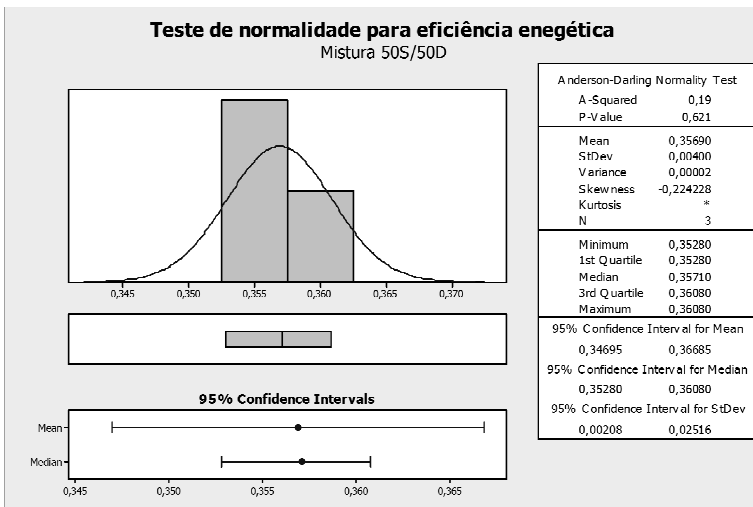
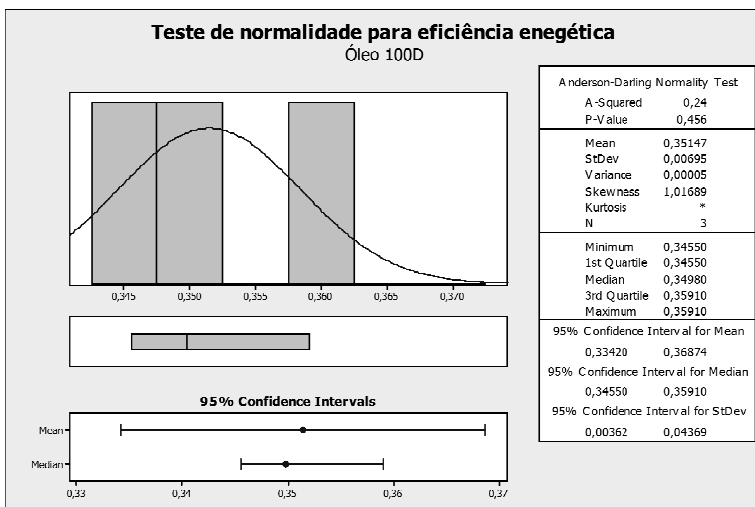


Figura C.12 – Teste de normalidade para eficiência energética do óleo 100D (1800 rpm).



APÊNDICE D - Resultados da análise termodinâmica

D.1 BALANÇO DE ENERGIA

Os resultados do balanço de energia em função da rotação são mostrados da Tabela D.1 à Tabela D.3. Os resultados na condição de 1800 rpm para cada ensaio dos óleos são apresentados da Tabela D.4 à Tabela D.6.

Tabela D.1 – Resultados do balanço de energia em função da rotação para óleo 100S.

100S				
N	\dot{W}_s (kW)	\dot{Q}_a (kW)	\dot{Q}_g (kW)	η
2085	10,66	9,13	9,60	0,3626
2042	11,42	10,56	10,65	0,3501
1918	11,51	10,58	10,46	0,3536
1750	11,02	9,50	9,27	0,3698
1623	10,69	9,60	8,60	0,3700
1525	10,57	9,66	8,40	0,3692
1406	10,05	9,22	7,77	0,3717

Tabela D.2 – Resultados do balanço de energia em função da rotação para mistura 50S/50D.

50S50D				
N	\dot{W}_s (kW)	\dot{Q}_a (kW)	\dot{Q}_g (kW)	η
2102	10,38	10,28	9,99	0,3386
2071	11,36	10,84	10,73	0,3449
2008	12,06	10,88	11,00	0,3554
1872	12,00	11,15	10,71	0,3545
1691	11,25	10,44	9,42	0,3616
1579	11,05	10,33	9,03	0,3632
1465	10,61	10,29	8,68	0,3587

Tabela D.3 – Resultados do balanço de energia em função da rotação para óleo 100D.

100D				
N	\dot{W}_s (kW)	\dot{Q}_a (kW)	\dot{Q}_g (kW)	η
2101	10,95	10,80	10,64	0,3381
2080	11,82	11,04	11,22	0,3468
2054	12,65	11,94	12,08	0,3450
1950	12,82	11,91	11,77	0,3512
1755	12,02	11,41	10,48	0,3546
1629	11,64	10,89	9,69	0,3613
1533	11,42	11,02	9,36	0,3592
1416	10,81	10,79	8,76	0,3561

Tabela D.4 – Resultados do balanço de energia a 1800 rpm para óleo 100S.

100S				
Ensaio	\dot{W}_s (kW)	\dot{Q}_a (kW)	\dot{Q}_g (kW)	η
1	11,19	10,03	9,66	0,3625
2	11,10	10,03	9,35	0,3641
3	11,23	9,78	9,51	0,3680
Média	11,17	9,87	9,59	0,3648
Desvio	0,07	0,13	0,12	0,0021

Tabela D.5 – Resultados do balanço de energia a 1800 rpm para mistura 50S/50D.

50S50D				
Ensaio	\dot{W}_s (kW)	\dot{Q}_a (kW)	\dot{Q}_g (kW)	η
1	11,98	11,56	10,01	0,3571
2	11,72	10,71	10,06	0,3608
3	11,39	10,75	10,15	0,3528
Média	11,7	11,00	10,06	0,3571
Desvio	0,19	0,16	0,05	0,0040

Tabela D.6 – Resultados do balanço de energia a 1800 rpm para óleo 100D.

100D				
Ensaio	\dot{W}_s (kW)	\dot{Q}_a (kW)	\dot{Q}_g (kW)	η
1	12,05	11,32	11,09	0,3498
2	12,15	11,06	10,62	0,3591
3	12,05	11,84	10,99	0,3455
Média	12,08	11,40	10,90	0,3515
Desvio	0,06	0,40	0,25	0,0070

D.1.1 Análise estatística do balanço energético

Neste item são apresentados o resultado do teste ANOVA e o gráfico do teste *Dunnett* da eficiência energética a 1800 rpm. Adicionalmente é apresentado o resultado do teste ANOVA da energia dos gases de exaustão a 1800 rpm.

Tabela D.7 – Resultado do teste ANOVA da eficiência energética a 1800 rpm.

Fonte	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	<i>F</i>	<i>p</i>
Combustível	2	0,0002725	0,0001363	5,65	0,042
Erro	6	0,0001447	0,0000241		
Total	8	0,0004173			

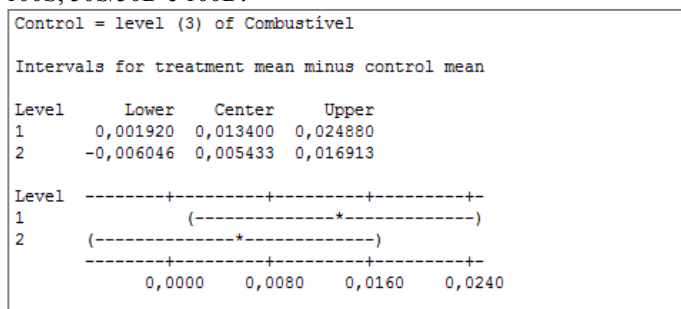
Figura D.1 – Teste *Dunnett* da eficiência energética a 1800 rpm com óleos 100S, 50S/50D e 100D.

Tabela D. 8 – Resultado do teste ANOVA da energia dos gases de exaustão a 1800 rpm.

Fonte	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	<i>F</i>	<i>p</i>
Combustível	2	1,421	0,711	2,26	0,186
Erro	6	1,887	0,314		
Total	8	3,308			

D.2 BALANÇO DE EXERGIA

Os resultados do balanço de exergia em função da rotação são mostrados da Tabela D.9 à Tabela D.11. Os resultados na condição de 1800 rpm para cada ensaio dos óleos são apresentados da Tabela D.12 à Tabela D.14.

Tabela D.9 – Resultados do balanço de exergia em função da rotação com óleo 100S.

100S						
<i>N</i> (rpm)	\dot{E}_{ent} (kW)	\dot{E}_g (kW)	\dot{E}_a (kW)	\dot{E}_D (kW)	\dot{S}_{gr} (kW/K)	ε
2085	31,70	8,31	0,64	12,09	0,0406	0,3362
2042	35,16	8,63	0,74	14,37	0,0482	0,3248
1918	35,09	8,22	0,74	14,62	0,0490	0,3280
1750	32,13	7,59	0,67	12,86	0,0431	0,3429
1623	31,16	7,20	0,67	12,60	0,0423	0,3430
1525	30,88	7,05	0,68	12,59	0,0422	0,3422
1406	29,17	6,60	0,65	11,88	0,0398	0,3444

Tabela D.10 – Resultados do balanço de exergia em função da rotação com mistura 50S/50D.

50S/50D						
N (rpm)	\dot{E}_{ent} (kW)	\dot{E}_g (kW)	\dot{E}_a (kW)	\dot{E}_D (kW)	\dot{S}_{ger} (kW/K)	ε
2102	33,02	7,85	0,72	14,06	0,0472	0,3143
2071	35,45	8,48	0,76	14,85	0,0498	0,3203
2008	36,54	8,95	0,76	14,77	0,0496	0,3301
1872	36,46	8,21	0,78	15,46	0,0519	0,3292
1691	33,52	7,61	0,73	13,92	0,0467	0,3357
1579	32,76	7,41	0,73	13,58	0,0456	0,3372
1465	31,88	7,09	0,72	13,46	0,0452	0,3329

Tabela D.11 – Resultados do balanço de exergia em função da rotação com óleo 100D.

100D						
N (rpm)	\dot{E}_{ent} (kW)	\dot{E}_g (kW)	\dot{E}_a (kW)	\dot{E}_D (kW)	\dot{S}_{ger} (kW/K)	ε
2101	34,72	7,71	0,76	15,30	0,0513	0,3154
2080	36,54	8,66	0,77	15,29	0,0513	0,3235
2054	39,30	9,39	0,84	16,42	0,0551	0,3219
1950	39,12	9,20	0,84	16,27	0,0546	0,3277
1755	36,35	8,20	0,80	15,33	0,0514	0,3308
1629	34,54	7,81	0,76	14,32	0,0480	0,3371
1533	34,09	7,60	0,77	14,30	0,0480	0,3351
1416	32,55	7,20	0,76	13,78	0,0462	0,3322

Tabela D.12 – Resultados do balanço de exergia a 1800 rpm para o óleo 100S.

100S						
Ensaio	\dot{E}_{ent} (kW)	\dot{E}_g (kW)	\dot{E}_a (kW)	\dot{E}_D (kW)	\dot{S}_{ger} (kW/K)	ε
1	33,30	7,69	0,70	13,71	0,0460	0,3362
2	32,87	7,40	0,70	13,67	0,0458	0,3377
3	32,91	7,74	0,69	13,26	0,0445	0,3413
Média	33,02	7,56	0,69	13,60	0,0456	0,3383
Desvio	0,08	0,1825	0,01	0,2491	0,0008	0,0019

Tabela D.13 – Resultados do balanço de exergia a 1800 rpm para mistura 50S/50D.

50S/50D						
Ensaio	\dot{E}_{ent} (kW)	\dot{E}_g (kW)	\dot{E}_a (kW)	\dot{E}_D (kW)	\dot{S}_{ger} (kW/K)	ε
1	36,12	7,72	0,81	15,61	0,0524	0,3316
2	34,99	8,07	0,75	14,45	0,0485	0,3350
3	34,78	8,02	0,75	14,62	0,0490	0,3276
Média	35,28	7,95	0,77	14,87	0,0499	0,3316
Desvio	0,25	0,18	0,01	0,63	0,0021	0,0037

Tabela D.14 – Resultados do balanço de exergia a 1800 rpm para óleo 100D.

100D						
Ensaio	\dot{E}_{ent} (kW)	\dot{E}_g (kW)	\dot{E}_a (kW)	\dot{E}_D (kW)	\dot{S}_{ger} (kW/K)	ε
1	36,94	8,69	0,79	15,40	0,0517	0,3263
2	36,26	8,42	0,78	14,92	0,0500	0,3350
3	37,40	8,38	0,83	16,13	0,0541	0,3223
Média	36,85	8,502	0,80	15,47	0,0519	0,3279
Desvio	0,57	0,06	0,03	0,61	0,0020	0,0065

D.2.1 Análise estatística do balanço exerético

Neste item são apresentadas os resultados do teste ANOVA da eficiência exerética, a exerigia destruída e a exerigia associada aos gases de exaustão a 1800 rpm.

Tabela D.15 – Resultado do teste ANOVA da eficiência exerética a 1800 rpm.

Fonte	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	<i>F</i>	p
Combustível	2	0,0001724	0,0000862	4,12	0,075
Erro	6	0,0001255	0,0000209		
Total	8	0,0002979			

Tabela D.16 – Resultado do teste ANOVA da exerigia destruída a 1800 rpm.

Fonte	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	<i>F</i>	p
Combustível	2	2,336	1,168	1,44	0,308
Erro	6	4,851	0,808		
Total	8	7,186			

Tabela D. 17 – Resultado do teste ANOVA da exerigia associada aos gases de exaustão a 1800 rpm.

Fonte	Graus de liberdade	Soma de quadrados	Quadrado médio	<i>F</i>	p
Combustível	2	0,613	0,306	0,61	0,574
Erro	6	3,020	0,503		
Total	8	3,633			

APÊNDICE E - Trabalhos complementares

E.1 TESTES COM ÓLEO DE GIRASSOL E ÓLEO DE TUNGUE

Testes com os óleos de girassol e tungue, além das misturas correspondentes de 50% em volume com óleo diesel foram realizados na bancada dinamométrica. A análise destes resultados não foi objetivo deste trabalho. Os resultados mostraram um comportamento similar para óleos de girassol e soja, entretanto menor desempenho do motor com óleo de tungue. As misturas apresentaram um comportamento intermediário entre os óleos puros e o óleo diesel. Os resultados mostraram a influência do PCI no desempenho do motor, observa-se comportamento similar da potência do motor, relativamente ao PCI dos combustíveis testados. (Ver Tabela B.13 e Figura B.2).

E.2 TESTE NO GRUPO GERADOR

No desenvolvimento dos trabalhos experimentais, o motor diesel foi acoplado a um gerador elétrico de 30 kVA. O grupo gerador operou com óleo de soja e foi controlado por um sistema eletrônico. A operação do grupo gerador foi realizada por 100 horas, gerando uma potência elétrica média de 5 kW. O objetivo do teste foi a avaliação da qualidade do óleo lubrificante do motor com o tempo de operação do motor. A designação do óleo lubrificante utilizado no motor é SAE 40.

Para observar a variação da qualidade do óleo lubrificante SAE 40, foram realizados os ensaios de viscosidade dinâmica e massa específica deste óleo. Na Figura E.1 são mostrados os resultados da viscosidade dinâmica do óleo lubrificante novo e depois de 40, 80 e 100 horas de operação no motor. Para melhor visualização dos dados, os resultados são também apresentados na Tabela E.1. Observa-se que com o aumento das horas de trabalho, a viscosidade muda em relação ao óleo lubrificante novo, indicando uma possível contaminação do óleo lubrificante com óleo de soja ou com material particulado (elementos metálicos, carvão de combustão). Depois de 100 horas de operação, a viscosidade do óleo lubrificante aumentou em torno de 5% a 40°C e de 11% a 70°C.

Figura E.1 – Variação da viscosidade dinâmica do óleo lubrificante SAE 40 para diferentes horas de trabalho.

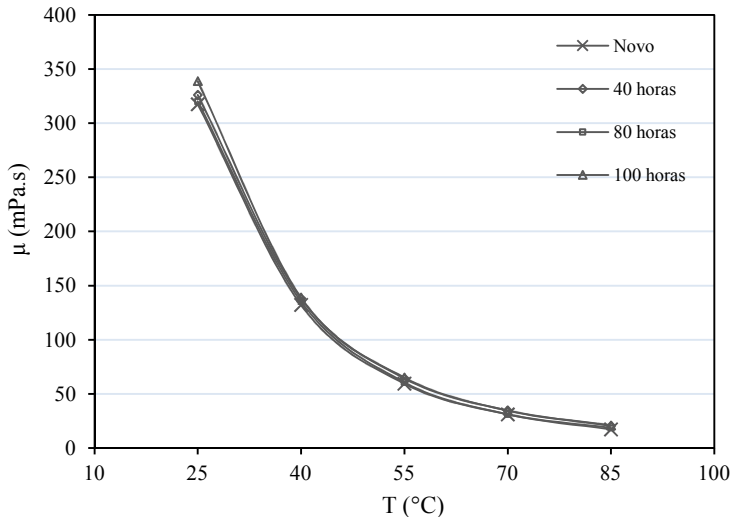


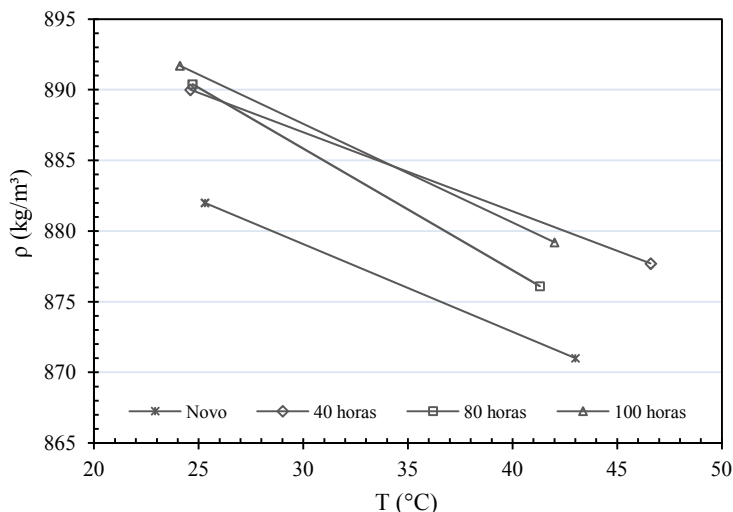
Tabela E.1 – Variação da viscosidade dinâmica do óleo lubrificante SAE 40 para diferentes horas de trabalho.

Temperatura (°C)	μ (mPa.s)			
	Novo	40 horas	80 horas	100 horas
25	317,51	326,17	320,20	338,97
40	132,13	138,14	135,40	138,95
55	59,40	64,32	60,69	65,00
70	30,94	34,58	31,16	34,45
85	17,05	20,38	18,58	20,77

Na Figura E.2 são mostrados os resultados da massa específica na temperatura ambiente e em torno de 40°C. A variação da massa específica é coerente com o observado em relação à variação da viscosidade. O óleo lubrificante, depois de 100 horas de trabalho, apresenta alteração na viscosidade e na massa específica. Porém, estas variações não alteraram significativamente a qualidade do óleo lubrificante. Segundo o gráfico da norma ASTM D 341-43 de viscosidade em função da temperatura (óleos lubrificantes automotivos monogrados derivados do petróleo), apresentada em Aguillón (1993), a

viscosidade cinemática do óleo lubrificante SAE 40 a 40°C é aproximadamente 170 mm²/s. Conforme os resultados apresentados de viscosidade dinâmica e massa específica das amostras de óleo lubrificante, sua viscosidade cinemática está próxima do valor da norma.

Figura E.2 – Massa específica do óleo lubrificante SAE 40 para diferentes horas de trabalho.



E.3 TESTE DE INJEÇÃO ELETRÔNICA

No LabCET foi projetada e construída uma bancada móvel para teste com injeção eletrônica. O motor foi adaptado para sua operação com injeção eletrônica, substituindo o cabeçote e o bico injetor por um cabeçote usinado para as dimensões do bico de injeção eletrônica. No trabalho de adaptação foram realizados testes preliminares de acionamento e controle do motor.

Os testes com injeção eletrônica corresponderam a outra etapa do projeto desenvolvido no LabCET. Para obter o mapeamento de controle do motor a 1800 rpm foi realizado um delineamento experimental baseado na metodologia do planejamento composto central, *central*

composite designs (CCD)⁹. Os fatores de teste no projeto experimental foram torque, pressão de injeção e ponto de injeção. No projeto CCD seguido, foram testados 20 pontos experimentais distribuídos na faixa de 25-55 Nm, 550-850 bar e 10,5-19,5°APMS. Nos testes foram medidas a potência, a vazão de combustível, as emissões de CO, CO₂ e NO_x e a temperatura dos gases de exaustão. Adicionalmente foi registrado o tempo de injeção de cada condição de teste. Na Figura E.3 é apresentada a curva do consumo específico em função da pressão de injeção, observa-se para o óleo 100S que o aumento da pressão até 800 bar aproximadamente, diminuiu o consumo específico. A Figura E.4 apresenta a curva de consumo específico em função da variação no ponto de injeção, observa-se que o aumento no ponto de injeção influencia na redução do consumo específico. No caso do óleo 100S é significativa a variação do consumo específico com a variação da pressão ou do ponto de injeção. Pode-se ressaltar que as variações da pressão e do ponto de injeção influenciam positivamente na eficiência energética do motor por sua influência na redução do consumo específico.

⁹ Projeto experimental para superfície de resposta de segunda ordem. Distribui os pontos experimentais em um cubo, utilizando os pontos fatoriais do modelo fatorial 2^k, os pontos axiais e as replicações centrais do cubo.

Figura E.3 – Consumo específico em função da pressão de injeção para torque = 55 Nm, ponto de injeção = 18°APMS e rotação de 1800 rpm.

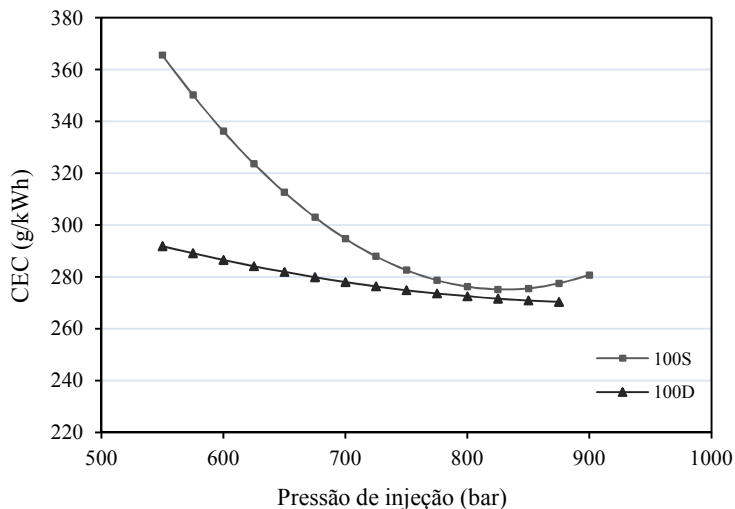
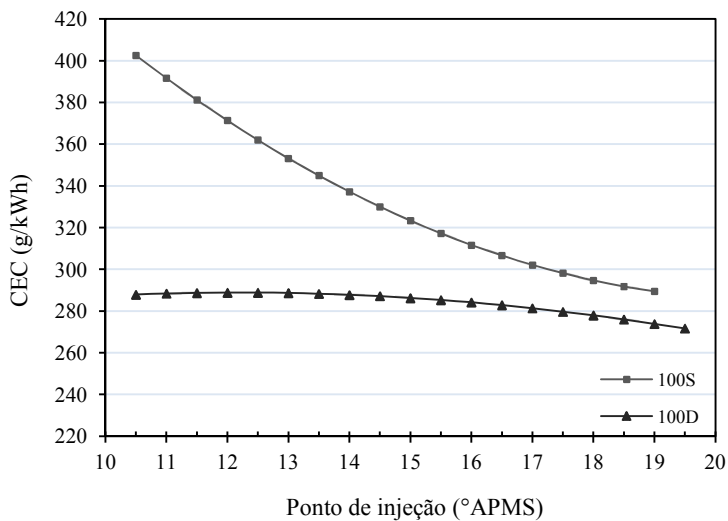


Figura E.4 – Consumo específico em função do ponto de injeção para torque = 55 Nm, pressão de injeção = 700 bar e rotação de 1800 rpm.



ANEXO A – Óleo diesel comercializado no Brasil

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE				MÉTODO	
		TIPO A e B				ABNT NBR	ASTM
		S10	S50	S500	S1800		
Aspecto	-	Límpido e isento de impurezas				14954	D4176
Cor	-	(1)		(2) (3)			
Teor de biodiesel (4)	% volume	(5)				15568	EN
Enxofre total, máx.	mg/kg	10	50	-	-	-	D2622
		-	-	500	1800	-	D5453
						-	D7039
						-	D2622
						14533	D4294
					-	D5453	
Massa específica a 20°C	kg/m³	820 a 850		820 a 865	820 a 880	7148 14065	D1298 D4052
Ponto de fulgor, mín.	°C	38				7974 14598	D56 D93
Viscosidade a 40°C	mm²/s	2,0 a 4,5	2,0 a 5,0			10441	D445
Ponto de entupimento de	°C	(6)				14747	D6371
Número de cetano, mín.	-	48	46	42	42	-	D613
Resíduo de carbono Ramsbottom no resíduo dos 10% finais da destilação, máx.	% massa	0,25				14318	D524
Cinzas, máx.	% massa	0,01				9842	D482
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C, máx.	-	1				14359	D130
Água e sedimentos, máx.	% volume	0,05				-	D2709
Estabilidade à oxidação	mg/100mL	2,5 (máx.)	Anotar	-	-	-	D2274 (7) D5304

Fonte: Resolução ANP N°65, DE 09.12.2011 - DOU 12.12.2011.

(1) Coloração entre o incolor e o amarelado, podendo o tipo B apresentar-se ligeiramente alterado para as tonalidades marrom e alaranjada.

(2) Conforme disposto no art. 11, da presente Resolução, deverão ser observados os seguintes limites:

a) até 30 de junho de 2012, os indicados na nota (1) para o óleo diesel S500 e vermelho para o óleo diesel S1800;

b) a partir de 1º de julho de 2012, vermelho para o óleo diesel S500 e os indicados na nota (1) para o óleo diesel S1800.

- (3) O corante vermelho deve ser adicionado de forma tal que seu teor na mistura seja de 20 mg/l.
- (4) Aplicável apenas para o óleo diesel B.
- (5) No percentual estabelecido pela legislação vigente. Será admitida variação de $\pm 0,5$ % volume.
- (6) Limites conforme Tabela II desta resolução.
- (7) O método ASTM D 2274 se aplica apenas ao óleo diesel A.

ANEXO B - Especificações dos equipamentos de medição

Equipamento	Marca	Modelo	Especificações		
Célula de carga	Hottinger Baldwin	Typ U2A, C49249	100 kg 2mV/V		
Encoder	Metaltext	HTR-W2-60-3-PP	FC 55003, Alimentação DC8-26V, 9707 B, Óptico		
Sensor temperatura	Novus	RHT-WM	Precisão: $\pm 2^{\circ}\text{C}$ Repetibilidade: $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ Faixa: -40 a 120°C		
Sensor umidade	Novus	RHT-DM	Precisão: $\pm 3\%$ Repetibilidade: $\pm 1\%$ Faixa: 0 a 100%		
Balança eletrônica de precisão	Shimadzu	UX8200S	Resolução: 0,1 g		
Medidor de gases	TESTO	350 XL	Sonda CO	Exatidão	$\pm 5\%$ VM (ppm)
				Resolução	1 ppm
			Sonda CO2	Exatidão	$(\pm 0,3\% \text{ VM} + 1)$
				Resolução	0,01%
Sonda NO, NOx	Exatidão	$\pm 5\%$ VM (ppm)			
	Resolução	1 ppm			
Placa de aquisição de dados	National Instruments	DAQ SCB-68 68-Pin Shielded			
Switch, aquisição de dados	Agilent Technologies	34970A			
Balança eletrônica de precisão	KERN	EW 220 – 3 NW	Resolução: 0,001 g		