UNIVERSIDADE FEDRAL DE SÃO JOÃO DEL REI
CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNÓLOGICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia

Anderson Flávio Bassi

Análise da Perda Energética no Cilindro em Motor Diesel Através da Termografia.

São João del-Rei
2012

Anderson Flávio Bassi

Análise da Perda Energética no Cilindro em Motor Diesel Através da Termografia.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio da Silva.

São João del-Rei
2012

Bassi, Anderson Flávio
B321a Análise da perda energética no cilindro em motor diesel através da termografia [manuscrito] / Anderson Flávio Bassi. – 2012.
104f.; il.

Orientador: José Antônio da Silva

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de São João del-Rei. Departamento de Ciências
Térmicas e dos Fluidos.

Referências: f. 101-103.

1. Motores de combustão - Teses. 2. Biodiesel - Teses. 3. Energia – fontes alternativas - Teses. 4. Termografia – Teses. I. Silva, José Antônio da Silva (orientador) I. Universidade Federal de São João del-Rei. Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos. III. Título

CDU: 662.6

Anderson Flávio Bassi

Análise da Perda Energética no Cilindro em Motor Diesel Através da Termografia.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Em Associação Ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais e a Universidade Federal de São João Del Rei, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia da Energia.

Aprovado em, 03 de dezembro de 2012

Banca Examinadora

Prof. Dr. José Antônio da Silva
(Orientador, UFSJ).

Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos
(Examinador externo, USP).

Prof. Dr. Felipe Soto Pau
(Examinador interno, UFSJ).

São João Del Rei – MG

dezembro 2012

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus fonte de vida, paz e sabedoria, onde sempre encontro orientação para os meus passos.

Aos meus pais Nicodemos e Edna, meus maiores exemplos de vida. Aos meus irmãos Fábio e Adélia pelo apoio e incentivo. À minha querida Lucineide pela força nos momentos de dificuldade e compreensão nas horas de ausência.

Durante a jornada encontrei incentivadores que muito contribuíram para essa realização como Ana Paula de Sá, Ricardo Nascimento, Fábio Cota, João Corrêa, Alexandre Furtado e Camilo Lellis dos Santos, a vocês muito obrigado.

Quero ressaltar minha grande gratidão ao professor Dr. José Antônio da Silva pela orientação, partilha dos conhecimentos e confiança diante das adversidades para conclusão desse trabalho. Ao professor Dr. Felipe Soto Pau pela orientação teórica e auxílio nos experimentos. Ao mestrando Leandro Ferreira Monteiro pela parceria durante toda a pesquisa. A todos os profissionais do programa de pós-graduação em engenharia da energia pelo pronto apoio em cada solicitação.

À Capes pelo apoio financeiro.

RESUMO

Na composição da matriz energética mundial o petróleo é a fonte mais significativa, sendo um recurso finito e não renovável. Dentre seus derivados está o óleo diesel usado como combustível nos motores de ignição por compressão. O biodiesel, produzido a partir de óleo vegetal ou animal, surgiu como um promissor substituto desse combustível fóssil, e vem sendo gradualmente adicionado à matriz energética brasileira. Além dos aspectos socioeconômicos e ambientais, o uso do biodiesel em motores de combustão do ponto de vista técnico tem sido tema de muitas pesquisas. Nesse trabalho buscou-se avaliar diferenças no fluxo energético no cilindro de um motor quando se emprega óleo diesel e biodiesel de soja. Para obtenção das temperaturas na superfície externa aplicou-se a termografia, um recurso moderno e de uso crescente. Para cada um dos combustíveis o motor foi ensaiado em três rotações, a saber: 1400, 2000 e 3000 revoluções por minuto. Visando a confirmação dos resultados cada ensaio foi repetido três vezes. Com o motor em regime de operação estável, a máxima temperatura externa do cilindro se estabilizou a aproximadamente 150°C em todas as rotações. Esse valor não se alterou com a troca dos combustíveis. Em relação à energia química fornecida ao motor pelo combustível, o biodiesel apresentou maior percentual de perda energética através do cilindro do motor nas três rotações ensaiadas. Para os dois combustíveis esse percentual diminui com o aumento da rotação, enquanto a temperatura dos gases de exaustão aumentou. Apesar da maior perda percentual no cilindro, o biodiesel apresentou eficiência térmica mais elevada e, consequentemente, menor consumo específico. Na região estudada, onde os níveis de temperatura são mais críticos para a carcaça do motor, o calor médio rejeitado ao ambiente foi da ordem de 1700 W/m², com pequena variação de acordo com os combustíveis e rotação.

Palavras-chave: Motor de Combustão, Biodiesel, Perda Energética, Termografia.

ABSTRACT

In the composition of the world energy matrix, oil is the most significant source, being a non renewable and finite resource. Between its derived substances there is the diesel which is used as a fuel in compression-ignition engines. The biodiesel, produced from vegetable or animal oil, came up as a promising substitute of that fossil fuel, and is being gradually added to the Brazilian energy matrix. Besides the social economic aspect and environmental, the usage of biodiesel in combustion engines from the technical point of view has been the subject-matter of many researches. In this work we tried to evaluate the energy flow differences from an engine cylinder when it is used diesel and biodiesel of soy. To obtain the temperatures on the outer surface it was used thermography, a modern resource of increasing usage. For each of the fuels the engine was tested in three rotations, to be known: 1400, 2000 and 3000 revolutions per minute. To confirm the results each test was repeated three times. With the engine operating in steady mode, the outer maximum temperature of the cylinder was stabilized in approximately 150ºC in all rotations. This value didn't suffer an alteration with the change of fuels. Regarding the chemical energy provided to the engine by the fuel, the biodiesel showed more percentage of energy loss through the cylinder of the engine in the three rotations tested. For the two fuels this percentage decreased with the raise of the rotation, while the temperature of the exhaust gases increased. Despite the more percentage loss in the cylinder, the biodiesel showed a more elevated thermal efficiency and, as a result, less specific consumption. In the studied region, where the temperature levels are more critical to the motor housing, the average heat rejected to the environment was approximately 1700 W/m², with a slight variation according to the fuels and rotation used.

Keywords: Combustion Engine, Biodiesel, Energy Loss, Thermography.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Incrustações geradas por queima de óleo vegetal bruto em um MIC. 6

Figura 2: Processo de produção de biodiesel por transesterificação com catalisador básico. 7

Figura 3: Reação de triglicerídeos com álcool. 9

Figura 4: Diagramas de desempenho para o óleo diesel e as misturas de interesse. . 19

Figura 5: Comportamento da temperatura e trocas térmicas do interior do cilindro para o meio externo. 24

Figura 6: Variação da temperatura da parede do cilindro em relação ao ângulo de giro da manivela. 26

Figura 7: Calor rejeitado pelos gases de exaustão e pelo meio refrigerante de um motor de diesel com cilindro isolado e não isolado termicamente. 30

Figura 8: Temperatura dos gases de exaustão para um motor de diesel com cilindro isolado e não isolado termicamente queimando óleo diesel e biodiesel de canola. 32

Figura 9: Fluxo médio de calor nas paredes do cilindro de um MIC antes e após remoção dos depósitos. 33

Figura 10: Princípio básico do funcionamento de um termovisor. 36

Figura 11: Espectro eletromagnético. 37

Figura 12: Faixas de infravermelhos detectadas pelos termovisores comerciais. 38

Figura 13: Ângulo de visão. 39

Figura 14: Variação da emissividade em função do ângulo de visão (θ) para condutores e isolantes elétricos. 39

Figura 15: Erros de medida de temperatura por termografia associados ao ângulo de visão (θ) em um tubo de PVC. 40

Figura 16: Representação do IFVO e do FOV em uma superfície. 41

Figura 17: Variação da emissividade em função do comprimento de onda para um corpo negro, uma superfície dita cinza e uma superfície real..... 44

Figura 18: Temperatura aparente em função da emissividade pela temperatura real de uma superfície. 46

Figura 19: Ilustração do incremento da emissividade pelo efeito cavidade. 47

Figura 20: Fotografia do motor de ciclo Otto acoplado ao dinamômetro. 48

Figura 21: Motor Diesel Petter AA1 usado nos experimentos. 49

Figura 22: Conjunto bucha e parafuso de vedação do orifício na câmara de combustão. 50

Figura 23: Câmara de combustão e volume entre pistão e face do cabeçote preenchidos com biodiesel..... 51

Figura 24: Primeira base para motor Diesel construída em perfil laminado..... 52

Figura 25: Furos oblongos e usinagem do apoio na base de fixação do motor. 52

Figura 26: Detalhes da base em poliuretano e da fixação do motor Petter AA1. 53

Figura 27: Bucha e chaveta fabricadas para adaptação do eixo ao acoplamento disponível. 53

Figura 28: Etapas de montagem do sensor de rotação ao eixo do motor..... 54

Figura 29: Identificação do ponto morto superior do motor e confirmação da sua marcação na carcaça..... 55

Figura 30: Transdutor de pressão instalado na câmara de combustão do motor Petter AA1..... 55

Figura 31: Visão geral da bancada dinamométrica com o motor Petter AA1. 56

Figura 32: Painéis e aparato de alimentação e medição do consumo de combustível da bancada dinamométrica. 57

Figura 33: Termovisor FILR T200. 57

Figura 34: Vista frontal do posicionamento do termovisor em relação à superfície externa do cilindro. 61

Figura 35: Vista superior do posicionamento do termovisor em relação à superfície externa do cilindro. 63

Figura 36: Esquema geométrico da vista superior do cilindro usado para a obtenção do plano de medida. 64

Figura 37: Fotografia do posicionamento do termovisor para os ensaios. 64

Figura 38: Efeito da fita adesiva preta na emissividade de uma superfície. 65

Figura 39: Fita adesiva de cor preta fixada na extremidade da aleta do cilindro do motor. 66

Figura 40: Localização e leitura da temperatura sobre a fita adesiva preta e ponto adjacente. 67

Figura 41: Temperatura do ponto adjacente à fita adesiva obtida com emissividade igual a 0,96. 67

Figura 42: Medidas de temperatura da superfície não aletada sobre a fita adesiva preta e ponto adjacente. 68

Figura 43: Temperatura do ponto adjacente à fita adesiva obtida com emissividade igual a 0,43. 69

Figura 44: Vista superior das regiões (1, 2 e 3) de medição da velocidade do ar ao redor das aletas do cilindro. 70

Figura 45: Anemômetro digital modelo MDA-II..... 70

Figura 46: Sistema de alimentação de combustível do motor Petter AA1. 71

Figura 47: Anteparo de direcionamento do ar para as aletas. 73

Figura 48: Montagem experimental para o trabalho de Yoshida et al. 76

Figura 49: Comparativo entre relações para coeficiente convectivo de Yoshida et al., Gibson e Thornhill et al. 76

Figura 50: Geometria do cilindro ensaiado por Yoshida et al. e do motor Petter AA1. 77

Figura 51: Termograma do motor Petter AA1. 78

Figura 52: Região base para geração da matriz de temperaturas..... 79

Figura 53: Desempenho do motor a plena carga utilizando diesel (B S1800) e éster etílico de soja (B100) 80

Figura 54: Pressão interna em função do ângulo de giro da manivela. 81

Figura 55: Pistão e anéis do motor Petter AA1. 82

Figura 56: Consumo específico e eficiência térmica em função da rotação. 83

Figura 57: Consumo horário de combustível em função da rotação..... 84

Figura 58: Percentual de energia rejeitada pelo cilindro do motor em função da rotação..... 87

Figura 59: Comportamento das temperaturas médias e mínimas do cilindro do motor em função da rotação. 90

Figura 60: Termogramas com regiões isotérmicas de temperatura máxima no cilindro do motor operando a 1400rpm..... 91

Figura 61: Comportamento da temperatura no cilindro do motor a 1400rpm quando se afasta verticalmente da câmara de combustão. 92

Figura 62: Termogramas com regiões isotérmicas de temperatura máxima no cilindro do motor operando a 2000rpm. 93

Figura 63: Termogramas com regiões isotérmicas de temperatura máxima no cilindro do motor operando a 3000rpm. 93

Figura 64: Comportamento da temperatura no cilindro do motor a 2000rpm quando se afasta verticalmente da câmara de combustão. 94

Figura 65: Comportamento da temperatura no cilindro do motor a 3000rpm quando se afasta verticalmente da câmara de combustão. 95

Figura 66: Temperatura dos gases de exaustão e perda percentual de calor no cilindro do motor. 96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Proporções típicas das substâncias usadas na produção de biodiesel. 8

Tabela 2: Propriedades do óleo diesel, do biodiesel de soja e algumas de suas misturas 12

Tabela 3: Ângulo de retardo de ignição para óleo diesel e B20 em três regimes de operação 14

Tabela 4: Variação das emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e particulados para B20 frente ao óleo diesel. 20

Tabela 5: Características construtivas do motor Diesel Petter AA1 49

Tabela 6: Características do termovisor FLIR T200. 58

Tabela 7: Massa específica do éster etílico de soja em função da temperatura. 59

Tabela 8: Diferença percentual média da potência utilizando biodiesel em relação ao óleo diesel 82

Tabela 9: Coeficiente convectivo médio para superfície aletada do cilindro do motor. 85

Tabela 10: Perda energética no cilindro, potência e energia fornecida ao motor utilizando B100 – valores absolutos e percentuais. 85

Tabela 11: Perda energética no cilindro, potência e energia fornecida ao motor utilizando B S1800 – valores absolutos e percentuais. 86

Tabela 12: Fluxo de calor por unidade de área nas aletas do cilindro. 88

Tabela 13: Temperaturas medidas do ambiente, cilindro do motor e gases de exaustão utilizando óleo diesel e biodiesel. 89

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP – Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis

ASTM – “American Society for Testing and Materials”

CAD – “Computer Aided Desing”

DCTEF – Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos

DEMEC – Departamento de Engenharia Mecânica

MIC – Motores de Ignição por Compressão

NC – Número de Cetano

NETD – “Noise Equivalent Temperature Difference”

OPEC – “Organization of the Petroleum Exporting Countries”

PMS – Ponto Morto Superior

PPM – Partes por Milhão

PVC – Policloreto de Vinil

RPM – Revoluções por Minuto

UFSJ – Universidade Federal de São João del-Rei

USP – Universidade de São Paulo

UV – Raios Ultra Violeta

LISTA DE SÍMBOLOS

Q_0 = taxa total de transferência de calor ao motor em dado regime de funcionamento pela queima do combustível [W]

Q_e = taxa de transferência de calor equivalente à potência efetiva medida pelo dinamômetro [W]

Q_{ref} = taxa de calor rejeitado pelo fluido de arrefecimento [W]

Q_g = taxa de calor rejeitado nos gases de escapamento [W]

Q_{cd} = taxa de calor rejeitado nos gases de exaustão correspondente a parcela de combustível não queimado e combustão incompleta [W]

Q_{res} = taxa de transferência de calor correspondente às demais perdas energéticas do motor [W]

m_f = fluxo mássico de combustível que alimenta o motor [kg/s]

n = rotação do motor [rpm]

T = momento de força [N.m]

m_r = fluxo mássico do fluido de arrefecimento [kg/s]

C_{pr} = calor específico a pressão constante do fluido de arrefecimento [kJ/kg°C]

ΔT = variação da temperatura do fluido de arrefecimento depois de circular pelo bloco do motor [°C]

m_c = fluxo mássico da carga fresca admitida pelo motor [kg/s]

g_{esc} = entalpia dos gases de escapamento [k/kg]

g_f = entalpia da carga fresca admitida pelo motor [kJ/kg]

m_{esc} = fluxo mássico dos produtos de combustão [kg/s]

Δg = calor de combustão não aproveitado pela combustão incompleta e combustível não queimado [kJ/kg]

Xmáx = distância máxima do objeto para que seja detectado pelo termovisor [m]

IFOV = campo de visão instantâneo [mrad]

FOV = campo de visão [mrad]

Pix = número de pixels do termovisor

X = menor dimensão do objeto [m]

XMmáx = distância máxima do objeto que garanta precisão de medida de temperatura [m]

f = Fator de redução da resolução de medida em relação à resolução espacial

λ = comprimento de onda eletromagnética [μm]

E_{detec} = montante de radiação detectada pelo termovisor [W/m²]

σ = constante de Stefan-Boltzmann igual a 5,67 x 10^{-8} [W/m².K^4]

ε = emissividade da superfície

r = refletividade da superfície

T_s = temperatura da superfície analisada [°C, K para radiação]

T_a = temperatura do ambiente [°C, K para radiação]

T_{rs} = temperatura real da superfície [K]

$T_{aparente}$ = temperatura aparente da superfície [K]

T_c = taxa de compressão do motor

$V_{máx}$ = volume máximo do cilindro [cm³]

V_{min} = volume mínimo do cilindro [cm³]

V_d = volume deslocado pelo pistão com metade da revolução do eixo do motor [cm³]

ρ = massa específica [kg/m³]

T_{comb} = temperatura do combustível [°C]

PCI = poder calorífico inferior [kJ/kg]

θ = ângulo de visão [rad]

z = altura da região aletada do cilindro [m]

L = distância entre termovisor e o cilindro do motor [m]

PL = base do plano de medida no termograma [m]

CE = distância entre os pontos C e E [m]

β = ângulo o segmento normal ao ponto de medida e a linha de centro da lente do termovisor [rad]

Q_{Total} = taxa total de rejeição de calor ao meio externo [W];

Q_{Conv} = taxa de rejeição de calor ao meio externo por convecção [W];

Q_{Rad} = taxa de rejeição de calor ao meio externo por radiação [W];

h = coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m².°C]

dA = elemento infinitesimal de área [m²]

$h_{médio}$ = coeficiente convectivo médio [W/m².°C]

u = velocidade do ar [km/h]

p = espaço entre as aletas [mm]

s = comprimento da aleta [mm]

T. Ambiente = Temperatura do ar ambiente durante o ensaio [°C]

T.C. Máxima = Temperatura máxima na região aletada do cilindro durante o ensaio [°C]

T.C. Média = Temperatura média na região aletada do cilindro durante o ensaio [°C]

T.C. Mínima = Temperatura mínima na região aletada do cilindro durante o ensaio [°C]

T. Gases = Temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio [°C]

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS ii

RESUMO iii

LISTA DE ILUSTRAÇÕES v

LISTA DE TABELAS x

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS xi

LISTA DE SÍMBOLOS xii

1. CONSIDERAÇÕES GERAIS 2

1.1. Introdução 2

1.2. Objetivos 3

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 5

2.1. Introdução sobre o Biodiesel 5

2.2. Princípios do Processo de Transesterificação 7

2.3. Propriedades Físico-Químicas do Biodiesel 10

2.3.1. Viscosidade 11

2.3.2. Número de Cetano 13

2.3.3. Poder Calorífico 14

2.3.4. Ponto de Fulgor 15

2.3.5. Teor de Água 15

2.4. O Uso de Biodiesel em Motores de Ignição por Compressão 16

2.5. Processos de Transferência de Calor no Interior do Cilindro 21

2.6. Perdas Térmicas Pelas Paredes do Cilindro 26

2.7. Efeito das Variáveis do Motor na Transferência de Calor para as Paredes Internas do Cilindro 33

2.8. A Termografia Infravermelha por Câmeras 34

2.8.1. A Câmera Termográfica 35

2.8.2. Posicionamento do Termovisor em Relação à Superfície de Inspeção 38

2.8.3. Efeito da Emissividade nas Medidas de Temperatura com Termovisores 43

3. MATERIAIS E MÉTODOS 48

3.1. Materiais 48

3.1.1. Bancada Dinamométrica 48

3.1.2. Termovisor 57

3.2. Metodologia dos Experimentos 58

3.2.1. Dados dos combustíveis utilizados nos ensaios 58

3.2.2. Posicionamento do termovisor em relação ao cilindro do motor 60

3.2.3. Determinação da emissividade da superfície externa do cilindro do motor. 65

3.2.4. Procedimento de ensaio 69

3.3. Modelagem Matemática 71

3.3.1. Determinação do coeficiente convectivo 73

3.3.2. Determinação da temperatura da superfície de interesse 77

4. RESULTADOS E DISCUÇÕES 80

4.1. Desempenho do Motor Utilizando Óleo Diesel e Biodiesel 80

4.2. Análise da Perda Térmica no cilindro do Motor 84

4.3. Estudo do Comportamento das Temperaturas Medidas nos Ensaios 89

5. CONCLUSÕES 97

6. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 99

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... 101

8. ANEXOS 104

8.1. Anexo I: Velocidade do ar nas aletas do cilindro por região de medição e por combustível ensaiado. 104

1. CONSIDERAÇÕES GERAIS

1.1. Introdução

Os motores de ciclo Diesel são utilizados nos vários setores econômicos do mundo, dentre eles transporte e geração de energia elétrica. Tais motores têm notória durabilidade e maior eficiência térmica dentre as configurações básicas dos motores de combustão interna (Bueno, 2006).

O óleo derivado do petróleo é o combustível mais usado nos motores de ciclo Diesel, tecnicamente definidos como motores de ignição por compressão (MIC). Essa fonte de energia é considerada finita e não renovável o que, entre outros fatores, motivou a busca por alternativas energéticas.

Nesse contexto o biodiesel tem se mostrado como uma alternativa promissora para a diminuição da dependência do petróleo. Esse combustível é derivado de fontes renováveis como soja, dendê, girassol, mamona e outras, e possui praticamente as mesmas propriedades do diesel fóssil, mas quando comparado a este, pode reduzir em 78% as emissões líquidas de gás carbônico, em 90% as emissões de fumaça e praticamente eliminar as emissões de óxido de enxofre (Holanda apud. Vianna, 2006).

O Brasil vem sendo apontado como futuro líder na produção mundial de biodiesel pelas boas condições de clima e solo, e também pela grande extensão territorial. Por isso, as pesquisas no país vêm sendo intensificadas. Outra vantagem para o Brasil seria a utilização do etanol, álcool também de fonte renovável, na reação de produção do biodiesel, enquanto em outros países utiliza-se um álcool mais tóxico, o metanol (Vianna, 2006).

Mesmo com o avanço nas pesquisas, o biodiesel ainda não está consolidado como substituto do diesel fóssil. Como diz Silva (2006) em reuniões técnicas sobre a

introdução do biodiesel na matriz energética brasileira, é freqüente a manifestação de desconfiança dos efeitos do seu uso nos diversos sistemas de cada motor. Instituições ligadas à indústria de produção de motores e seus componentes apontam a necessidade de desenvolvimento de pesquisas, testes em bancadas dinamométricas e acompanhamento técnico da frota para verificar os efeitos do uso de misturas de biodiesel com diesel fóssil, principalmente em concentrações elevadas.

Além da questão ambiental ligado ao uso do biodiesel, o desempenho dos motores é de suma importância para defini-lo como um combustível aceito sob o aspecto técnico. Trabalhos como o de Ali apud Corrêa et al. (2008) mostram que o desempenho de um motor utilizando várias misturas de biodiesel e óleo diesel é similar ao desempenho quando se usa somente o óleo diesel. Embora ocorra tal similaridade de desempenho, em alguns estudos relatados nesse texto encontram-se diferenças que merecem investigação, como mostra Bueno (2006) que constatou diferenças consideráveis de torque para misturas com concentrações acima de 20% em volume. Portanto, quando se aumenta a concentração de biodiesel na mistura ou mesmo usa-se puro, são observadas mudanças consideráveis de desempenho.

1.2. Objetivos

Muito se tem relatado sobre as variações nos processos de injeção e combustão do biodiesel frente ao óleo diesel devido à maior viscosidade do primeiro. Alterações nas características do jato de combustível que entra no cilindro, provocadas pela diferença de viscosidade, interferem na liberação de energia, no desenvolvimento de torque e potência e também nas emissões do motor.

Pelos indícios de diferenças ligadas ao processo de combustão do biodiesel em relação ao óleo diesel, o que poderia acarretar, dentre outras conseqüências, em níveis diferentes de temperatura dentro do cilindro, optou-se por investigar, nesse

trabalho, possíveis alterações na energia rejeitada pelo cilindro do motor quando se usa biodiesel e óleo diesel. O presente estudo baseia-se na análise comparativa, onde as condições controláveis de ensaio aplicadas para um combustível sejam as mesmas para o outro.

Pretende-se aplicar a termografia como ferramenta para obtenção de medidas de temperatura do cilindro do motor, tendo como objetivo secundário a avaliação da aplicabilidade de tal recurso nesse tipo de ensaio. A termografia permite avaliações qualitativas e quantitativas de caráter bidimensional dos níveis de temperatura em uma superfície, além ser uma técnica considerada não invasiva por dispensar o contato direto como a inserção de termopares ou termômetros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Introdução sobre o Biodiesel

Denomina-se biodiesel os ésteres produzidos a partir de óleo vegetal ou gordura animal, um combustível alternativo de fonte renovável apresentado como substituto do óleo diesel em motores de ignição por compressão - MIC (Knothe, et al., 2005).

O processo de transesterificação é o método mais utilizado para produção do biodiesel. O objetivo é diminuir a viscosidade dos óleos vegetais ou animais, e permitir a obtenção de moléculas semelhantes às do diesel fóssil. As propriedades físico-químicas dos ésteres se aproximam às do óleo diesel, permitindo que hoje já se utilize misturas de diesel com biodiesel em motores, sem que sejam necessárias adaptações.

O uso de óleos vegetais brutos como combustíveis causa problemas de incrustações e depósitos em várias partes do motor como injetores, câmara de combustão e mancais. Isso ocorre porque a alta viscosidade do óleo leva à combustão incompleta. A Figura 1 mostra peças de um motor com incrustações provocadas pelo uso de óleo vegetal bruto como combustível.

Figura 1: Incrustações geradas por queima de óleo vegetal bruto em um MIC.

Apesar de já se conhecer anteriormente que era possível o uso de óleos vegetais em motores de ciclo Diesel, foi a partir do embargo imposto pela OPEC aos Estados Unidos e à Europa nos anos de 1970, que surgiu um real interesse em desenvolver tecnologias para viabilizar o uso dos biocombustíveis (Van Gerpen et al., 2007). Machado (2008) afirma que além das sucessivas crises devido à possível depleção do petróleo, um fator contundente no reconhecimento do potencial dos biocombustíveis é o seu menor impacto negativo ao meio ambiente.

No Brasil já é permitida a mistura de 5% em volume de biodiesel ao óleo diesel utilizado na frota. De acordo com a resolução ANP Nº 7, da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, o óleo diesel que contém biodiesel é designado da seguinte forma: “BXX”, onde “XX” representa o percentual volumétrico de biodiesel na mistura, sendo assim, “B100” representa o biodiesel puro (Brasil, 2008).

2.2. Princípios do Processo de Transesterificação

Na reação de transesterificação esquematizada na Figura 2, triglicerídeos são reduzidos a ésteres metílicos ou etílicos, dependendo do álcool aplicado no processo. Segundo Demirbas (2008), os principais fatores que afetam a transesterificação são: a razão molar de glicerídeos e álcool; o catalisador empregado; tempo e temperatura da reação e as concentrações de água e ácidos graxos livres na matéria-prima. A Tabela 1 mostra as quantidades mássicas típicas das substâncias usadas em um processo de transesterificação metílica.

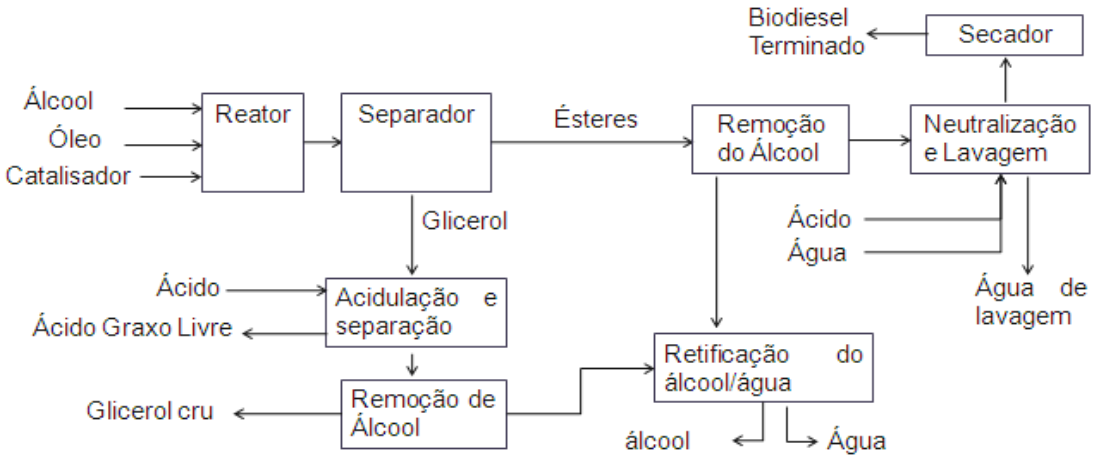


Figura 2: Processo de produção de biodiesel por transesterificação com catalisador básico.

Fonte: Adaptado de Van Gerpen et al. (2007).

O processo de transesterificação inicia-se com a introdução da matéria-prima (óleo de origem vegetal ou animal), do álcool e do catalisador em um misturador (reator). Os parâmetros de pressão e temperatura no reator diferem de acordo com as substâncias empregadas no processo. Após a reação ocorre o principal processo de separação, onde o glicerol e parte do álcool são removidos dos ésteres. Para condicionamento do biodiesel, que nesse momento tem entre 3% e 6% de álcool, além de catalisador e glicerol residual, o processo segue com outras etapas de separação e tratamento, como mostra a Figura 2. Feita a secagem o biodiesel está pronto para o

uso. O glicerol gerado também é tratado e chega a níveis entre 80% e 90% de pureza, podendo ser aplicado em outros processos industriais. O álcool residual pode ser reaproveitado em outras reações de transesterificação (Van Gerpen et al., 2007).

Tabela 1: Proporções típicas das substâncias usadas na produção de biodiesel.

Substâncias	Quantidade (kg)
Matéria-prima (óleo / gordura)	100
Álcool (metanol)	10
Catalisador (hidróxido de sódio)	0,30
Neutralizador (ácido sulfúrico)	0,36

Fonte: Traduzido de Demirbas (2008).

Os principais parâmetros do processo de transesterificação são: a razão molar entre álcool e óleo vegetal, tempo de reação, temperatura do processo, grau de refino do óleo vegetal e a presença de umidade e ácidos graxos livres no óleo bruto. Dentre outras características de qualidade o biodiesel deve atender aos níveis de umidade, glicerol total, glicerol livre, catalisador residual e álcool residual (Knothe et al., 2005).

O biodiesel geralmente apresenta 10 a 12% em peso de oxigênio na sua composição. Essa característica é benéfica ao processo de combustão além de diminuir a emissão de particulados. Outra vantagem do biodiesel é a ausência de enxofre que reage com o oxigênio formando óxidos de enxofre, o contato desses compostos com a umidade condensada, também produzida na combustão, pode formar os ácidos sulfúricos e sulfurosos ambos corrosivos (Santos, 2005).

Todos os óleos vegetais e gorduras animais consistem inicialmente em triglicerídeos. Os triglicerídeos possuem uma estrutura formada por três carbonos ligados cada um a uma cadeia longa de hidrocarbonetos (R_1, R_2, R_3). Essas cadeias são unidas por um átomo de oxigênio e por um átomo de carbono duplamente ligado a um segundo átomo de oxigênio, como mostra a Figura 3. O resultado da reação

transesterificação é a geração de ésteres (biodiesel) e glicerol (glicerina), que tem inúmeras aplicações industriais (Van Gerpen et al., 2007).

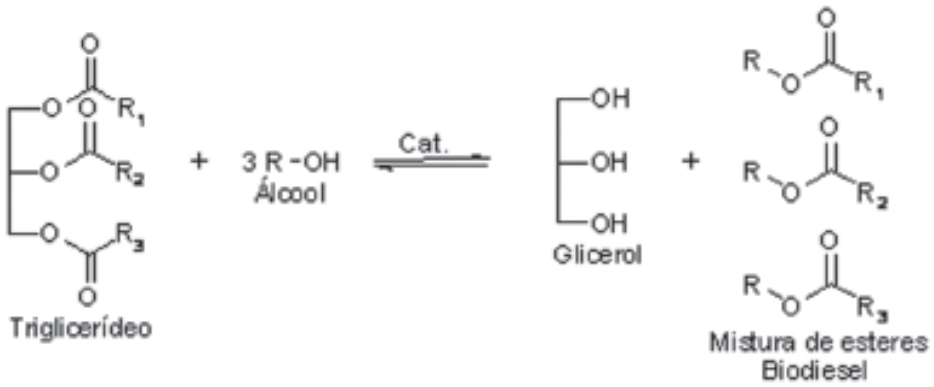


Figura 3: Reação de triglicerídeos com álcool.

Fonte: Santos e Pinto (2009).

Cadeias de ácidos graxos sem duplas ligações carbono-carbono são ditas saturadas, caso contrário, insaturadas. A presença das duplas ligações citadas tem efeito sobre as propriedades dos ésteres por causar a inibição do crescimento de cristais. Tal fato diminui a temperatura de solidificação do biodiesel. Gorduras saturadas tendem a solidificar a temperaturas mais elevadas, podendo atingir níveis inaceitáveis para o biodiesel (Van Gerpen et al., 2007).

Demirbas (2008) afirma que existem quatro maneiras básicas para a produção de biodiesel, a saber:

- Transesterificação catalisada por base;
- Transesterificação catalisada por ácido;
- Transesterificação não catalisada e
- Conversão dos óleos em seus ácidos graxos e então em biodiesel

O mesmo autor diz que a maioria do biodiesel produzido hoje é obtida por transesterificação catalisada por base pelas seguintes razões:

- Envolve baixas temperaturas e pressões;

- Alta taxa de conversão (98%) em tempo de reação reduzido;
- Permite uma conversão direta em biodiesel, sem compostos intermediários e
- Utiliza materiais simples para construção do sistema de conversão

O biodiesel produzido deve atender às especificações do órgão regulamentador, no caso do Brasil a ANP. O controle das propriedades do biodiesel é importante para garantir para o bom funcionamento dos motores e manter a emissão de poluentes dentro dos limites estabelecidos.

2.3. Propriedades Físico-Químicas do Biodiesel

A qualidade do biodiesel produzido, em geral, independe da matéria-prima e o do processo empregado para sua produção (Parente apud. Machado, 2008). O biodiesel de mamona foge dessa regra quando se trata da viscosidade, sempre mais elevada em relação aos ésteres de outros vegetais, mantendo equivalência quanto às outras propriedades (Machado, 2008). Os padrões mínimos de qualidade do biodiesel devem ser atendidos independentemente do óleo bruto utilizado e do processo de produção (Juliato, 2006).

A resolução ANP 7 de 2008 estabelece os valores limites das propriedades do biodiesel e os métodos de ensaio aos quais devem ser submetidas as amostras. Esta resolução se aplicada ao produto produzido no Brasil e também ao biodiesel importado.

2.3.1. Viscosidade

A viscosidade indica a resistência ao escoamento de um fluido devido à fricção interna de uma parte em movimento sobre a outra. Nos motores de ignição por compressão a viscosidade tem forte influência na atomização do combustível no momento da injeção na câmara de combustão. A alta viscosidade dos ésteres, se comparados ao diesel fóssil, tem sido o grande motivo para descartar alguns vegetais como matéria-prima para o biodiesel (knothe et al.,2005).

Segundo Machado (2008), os sistemas de injeção dos MIC produzidos até então, não eram preparados para produzir a melhor condição de pulverização de um combustível com viscosidade maior, como o biodiesel. O autor reforça que se existem diferenças consideráveis das propriedades físico-químicas entre os combustíveis devem ser feitos ajustes no sistema de formação da mistura na busca da maior eficiência possível do motor. Como o biodiesel difere consideravelmente do óleo diesel em viscosidade, e outras propriedades que serão descritas adiante, não se pode afirmar que modificações nos motores não são exigidas, principalmente quando se objetiva a máxima eficiência.

Santos R. F. (2005) ensaiou um motor diesel de injeção direta, turbo alimentado, de 4 cilindros e analisou os gases de exaustão com um aparelho da marca Tecnomotor modelo TM131. Uma das conclusões desse trabalho foi que a emissão de hidrocarbonetos com biodiesel caiu 72% em regime de 2500 rpm se comparado ao diesel. Entretanto, no regime de 1500 rpm as emissões com biodiesel foram ligeiramente maiores. O autor coloca como causa desse efeito a maior viscosidade do biodiesel, que nessa situação influenciou o processo de combustão ao produzir gotas de maior diâmetro, que atingem a parede do cilindro e extinguem a chama nessa região, provocando a combustão incompleta. Por outro lado, como relata Bueno (2006), a alteração da dinâmica do jato de combustível no momento da injeção, influenciada por essa propriedade aumenta a taxa de preparação da mistura pelo

acréscimo da quantidade de movimento turbulenta, o que favorece o processo de combustão.

Knothe et al. (2005) explicam que a maioria dos sistemas de injeção dos MIC consiste em uma simples bomba do tipo cilindro-pistão com folga entre as partes de aproximadamente 0,025 mm. Mesmo com essa pequena folga parte significativa do combustível vaza durante o bombeamento, provocando perda de potência. Se a viscosidade do combustível é demasiadamente baixa a quantidade de vazamento e, conseqüentemente as perdas, aumentam. Se a viscosidade é alta, como a dos óleos vegetais brutos, a bomba não consegue injetar quantidade suficiente de combustível no cilindro ocorrendo uma atomização pobre, novamente tem-se como efeito a perda de potência.

Ao se adicionar biodiesel ao óleo diesel, sua viscosidade aumenta gradativamente, conforme o volume dos ésteres da mistura é elevado. Tal conclusão pode ser feita ao se observar os dados da Tabela 2, que trás algumas propriedades do óleo diesel, do biodiesel e de determinadas misturas desses combustíveis.

***Tabela 2*: Propriedades do óleo diesel, do biodiesel de soja e algumas de suas misturas**

Combustível	%Biodiesel (Volume)	Fórmula Empírica	Viscosidade [m^2/s @ 40°C]	N° de Cetano	PCI [MJ/kg]
Diesel	0%	$C_{10,80}H_{18,70}O_{0,00}$	2,60 10^{-2}	45,00	43,30
B5	5%	$C_{11,03}H_{19,16}O_{0,05}$	2,66 10^{-2}	45,33	43,00
B10	10%	$C_{11,27}H_{19,64}O_{0,11}$	2,72 10^{-2}	45,60	42,69
B15	15%	$C_{11,53}H_{20,15}O_{0,16}$	2,79 10^{-2}	45,80	42,38
B20	20%	$C_{11,80}H_{20,69}O_{0,22}$	2,86 10^{-2}	46,30	42,06
Biodiesel	100%	$C_{19,75}H_{36,59}O_{2,00}$	4,57 10^{-2}	48,20	37,20

Fonte: Adaptado de Bueno (2006).

Uma análise da contribuição das propriedades do combustível na pulverização indicou que a viscosidade influencia em aproximadamente 90% na mudança do

tamanho das gotas formadas. Portanto, a redução dessa propriedade deve ser a primeira opção no estudo de combustíveis alternativos (Ejim et al. apud. Machado, 2008).

2.3.2. Número de Cetano

O número de cetano (NC) é uma medida que indica a qualidade de ignição dos combustíveis diesel. Um alto número de cetano indica menor retardo de ignição, definido como o tempo decorrente entre o início da injeção e surgimento da chama. O número de cetano do biodiesel é geralmente maior que do óleo diesel. Esse adimensional é obtido por comparação a dois compostos: hexadecano (nº de cetano máximo) e alfametilnaftaleno (nº de cetano mínimo). Quanto maior a cadeia carbônica e mais saturadas as moléculas, maior será o número de cetano (Bala apud. Demirbas, 2008).

Valores de NC demasiadamente baixos ou elevados podem causar problemas operacionais nos motores. Se NC é muito alto a combustão pode iniciar antes de uma boa formação da mistura ar-combustível, provocando a queima incompleta. Por outro lado, se NC é muito baixo, o motor fica inconstante, falhando, leva mais tempo para aquecer e também ocorre a queima incompleta (Knothe et al., 2005).

Bueno (2003) ensaiou um motor de ignição por compressão MWM 6.07 T GMT400 de injeção direta em três regimes de operação, utilizando primeiramente óleo diesel e depois uma mistura desse combustível com 20% em volume de etil-éster de soja (B20). Para obter dados de pressão do cilindro foi utilizado um transdutor piezelétrico modelo GMD-12 e o sistema de aquisição Indimeter 617AVL. A Tabela 3 mostra os valores do ângulo de retardo de ignição para os dois combustíveis nos três regimes de operação. Nota-se a redução desse ângulo para a mistura B20 em relação

ao óleo diesel. Observa-se também que a tendência de redução se acentua na medida em que se aumenta a carga no motor.

Tabela 3: Ângulo de retardo de ignição para óleo diesel e B20 em três regimes de operação.

	Regimes de Operação					
	Carga 40% - 1400rpm		Carga 60% - 2600rpm		Carga 100% - 3200rpm	
Combustível	Diesel	B20	Diesel	B20	Diesel	B20
Atraso de ignição (graus)	5,000	4,900	13,500	13,300	6,000	4,000

Fonte: Adaptado de Bueno (2003).

2.3.3. Poder Calorífico

O poder calorífico indica a quantidade de energia contida no combustível. O biodiesel apresenta menor valor para o poder calorífico inferior (PCI) conforme a Tabela 2 apresentada anteriormente. Como nos motores de combustão a água presente nos gases de exaustão deixa o sistema na fase vapor deve-se considerar o PCI do combustível, onde é debitado o calor requerido para evaporar a água presente no próprio combustível.

Em base massa, a redução energética do biodiesel frente ao óleo diesel é de 12,5%. Como o biodiesel é mais denso e os motores injetam o mesmo volume de combustível durante a operação, é notada uma redução de potência de aproximadamente 8,4% quando se substitui o óleo diesel pelo biodiesel. Em alguns casos a redução de potência é ainda menor que esse valor devido à maior viscosidade do biodiesel que reduz as perdas por vazamento no sistema de injeção, aumentando a quantidade de combustível que entra no cilindro (Knothe et al., 2005).

2.3.4. Ponto de Fulgor

O ponto de fulgor é definido como a temperatura na qual o combustível libera vapor suficiente para produzir uma mistura inflamável. O biodiesel tem alto ponto de fulgor, normalmente acima de 150°C, se comparado ao óleo diesel na faixa entre 52°C e 66°C. Esse fator o torna conhecido como um combustível seguro para se armazenar ou manipular (knothe et al., 2005).

A especificação do ponto de fulgor mínimo acaba por limitar a presença de álcool no biodiesel. Testes mostraram que a presença de 1% de metanol no biodiesel pode baixar o ponto de fulgor de 170°C para menos de 40°C (knothe et al., 2005).

2.3.5. Teor de Água

Muitos motores de ignição por compressão são equipados com separadores de água pelo grande dano que a corrosão pode provocar. Vários componentes do sistema de injeção são fabricados em aço de alto teor de carbono, muito suscetível à corrosão.

A umidade pode estar presente nos combustíveis como água dissolvida ou água livre. O óleo diesel pode absorver até 50 ppm de água, enquanto o biodiesel pode absorver mais que 1500 ppm. A água dissolvida pode afetar a estabilidade do combustível, que é a capacidade de conservar suas propriedades. Já a água livre está relacionada ao processo de corrosão. No óleo diesel não só a água é responsável pela corrosão, mas também o enxofre presente nesse combustível (Knothe et al., 2005).

2.4. O Uso de Biodiesel em Motores de Ignição por Compressão

O uso de biodiesel em motores de combustão vem aumentando gradativamente no Brasil. Desde 1º de janeiro de 2010 a ANP tornou obrigatória a adição de 5% em volume de biodiesel ao óleo diesel comercializado no Brasil. Espera-se que o avanço das pesquisas sobre o biodiesel permita o aumento dessa proporção de mistura. Soto Pau (2010) diz que alguns pontos sobre o biodiesel merecem mais estudos, como:

- Estabilidade das misturas com os diferentes óleos diesel nacionais, em distintos períodos do ano;
- Comportamento das misturas oriundas de diferentes matérias-primas, quanto ao desempenho e durabilidade nos motores da frota brasileira;
- Impactos ambientais, em especial a emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x) e aldeído (formaldeídos e acetaldeídos) e;
- Viabilidade de o processo etílico atingir a especificação do processo metílico.

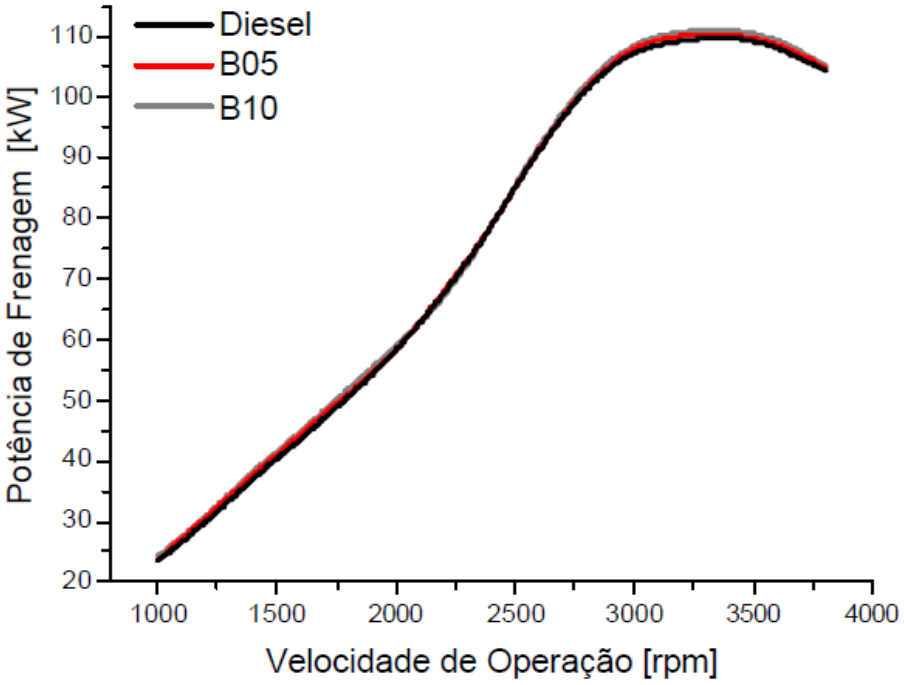
O biodiesel é um combustível de fonte renovável, biodegradável, com boa lubricidade, seguro quanto a explosões, além de impactar positivamente nas questões sócio-econômicas pela capacidade de gerar emprego e renda para o produtor rural brasileiro (Soto Pau, 2010). Por outro lado, as maiores desvantagens do biodiesel são a alta viscosidade, menor conteúdo energético, aumento das emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) e maior custo se comparado ao óleo diesel (Demirbas, 2008).

Vários testes em motores têm apontado para uma redução de potência quando se usa misturas de óleo diesel e biodiesel como combustível. Corrêa et al. (2008) trazem resultados de outros autores que ensaiaram B2, B5, B20 e B100 tendo como

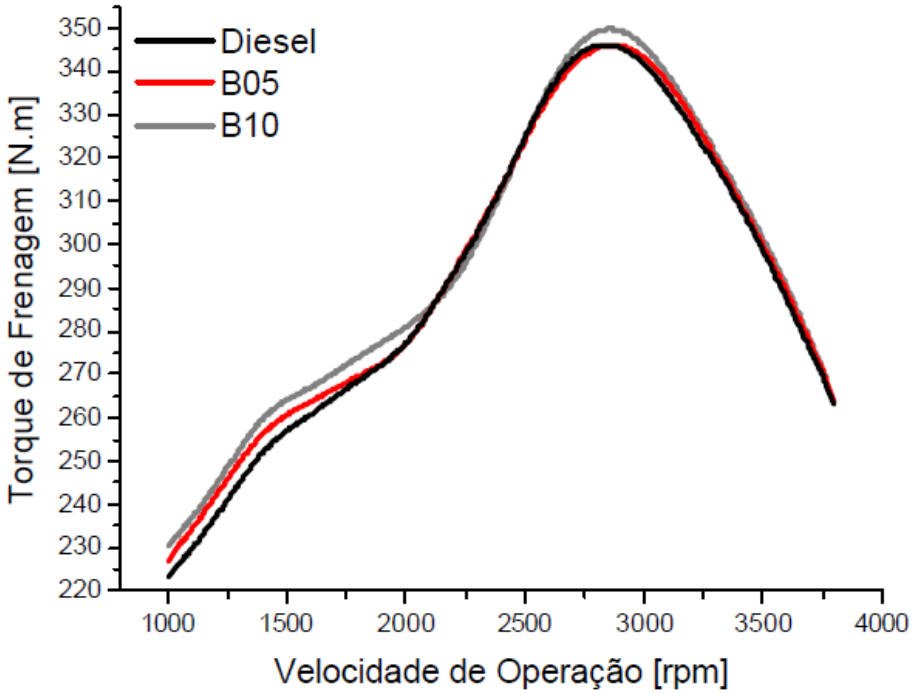
resultado reduções médias de potência entre 3,5% e 7,6% em variados regimes de operação. Porém o próprio resultado do estudo desses autores, que empregou éster etílico de girassol nas porções B5, B10, B20 e B100 em um motor MWM D229.3 de injeção direta, apontou para uma redução máxima de 2,2% na potência.

Barbosa et al. (2008) ensaiaram um motor diesel de trator Valmet 85id modelo MWM-D225-4TVA de injeção direta, com misturas de diesel e biodiesel de soja nas proporções B2, B5, B20 e B100. Entre outros resultados, observaram que em algumas rotações as misturas B5 e B20 proporcionaram potência igual ou superior ao diesel.

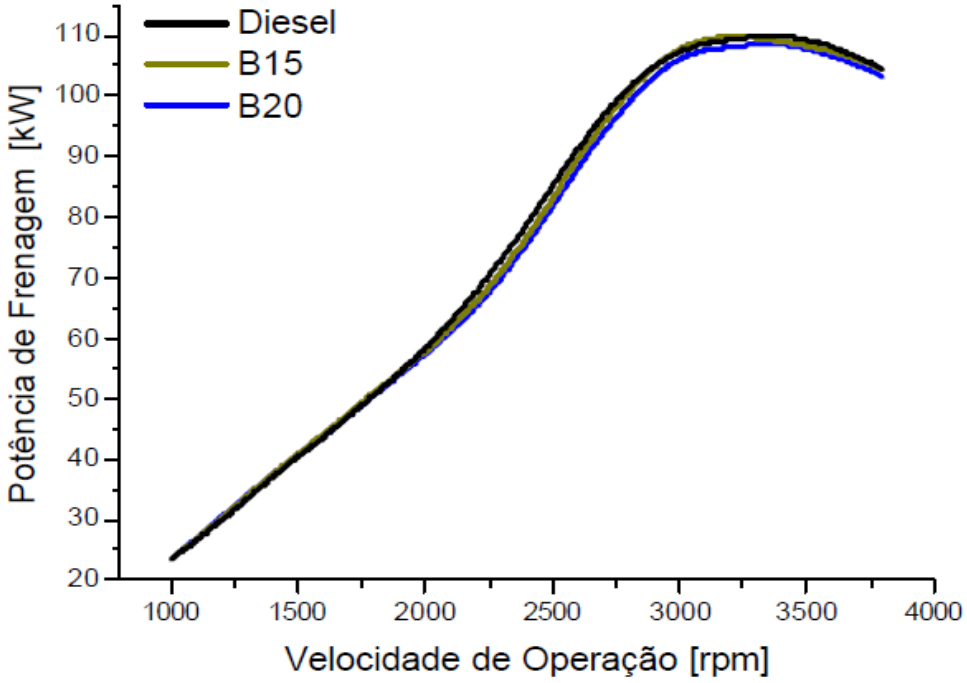
Bueno (2006) alimentou um motor diesel rápido, de injeção direta, turbo-alimentado com misturas de éster etílico de soja e óleo diesel, e verificou que a utilização de biodiesel em concentrações abaixo da mistura B10 proporcionou ganho de desempenho do motor por favorecer a conversão de exergia do combustível em trabalho de expansão no cilindro, além de reduzir o consumo específico. Para concentrações acima da mistura B10 o efeito da eficiência de conversão é suplantado pelo menor influxo de energia com o combustível. Esses resultados são mostrados na Figura 4 (a, b, c e d). Em uma análise global do desempenho dos motores usando concentrações até a correspondente ao B10 os resultados não apresentam grandes diferenças quando se compara ao óleo diesel. Entretanto, estudos como o de Bueno (2006) mostram que existem diferenças nos processos intermediários de transformação da energia contida no combustível em trabalho mecânico no eixo do motor.


Diesel
B05
B10
Potência de Frenagem [kW]
110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
Velocidade de Operação [rpm]

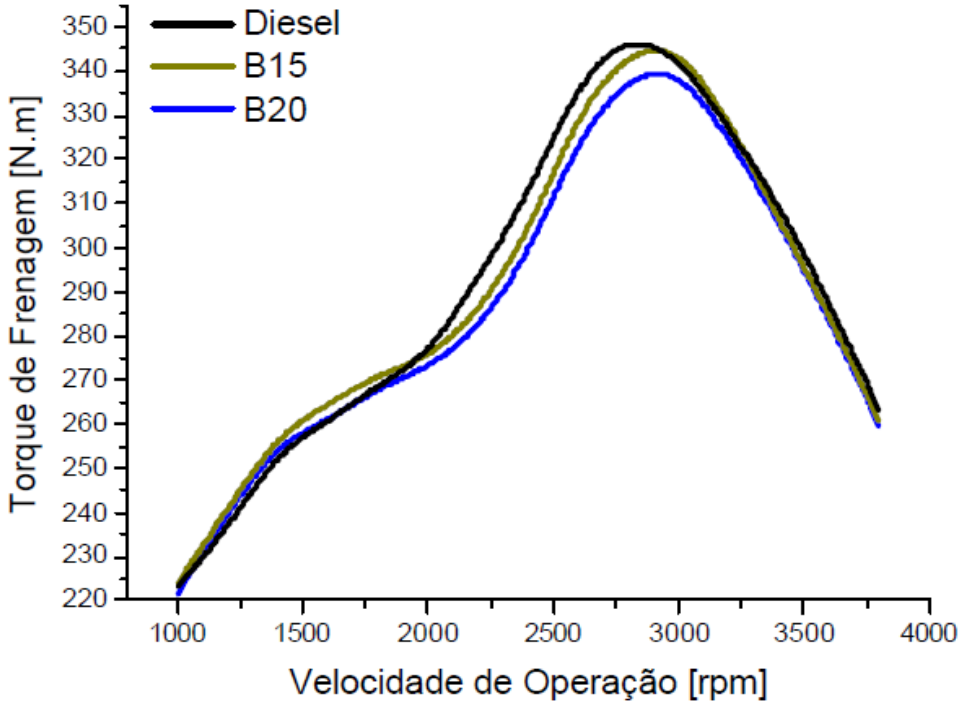
(a)


Diesel
B05
B10
Torque de Frenagem [N.m]
350
340
330
320
310
300
290
280
270
260
250
240
230
220
1000
1500
2000
2500
3000
3500
4000
Velocidade de Operação [rpm]

(b)



(c)



(d)

Figura 4: Diagramas de desempenho para o óleo diesel e as misturas de interesse.

Fonte: Bueno (2006).

Nesse mesmo trabalho Bueno (2006) trás resultados para emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e materiais particulados dispostos na Tabela 4. Sob o aspecto de emissão de poluentes o biodiesel apresenta piora nos resultados quando se trata de NO_x, com um acréscimo de 0,4%. Segundo Choi e Reitz apud Bueno (2006) as modificações na trajetória do jato de combustível injetado, impostas pela adição de biodiesel, acrescem a parcela da mistura exposta a alta temperatura na periferia desse jato durante a combustão, levando ao favorecimento da formação de NO_x com cargas elevadas.

Tabela 4: Variação das emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO) e particulados para B20 frente ao óleo diesel.

Carga (fração do torque máximo)	Variação de NO_x p/ B20 (%)	Variação de CO p/ B20 (%)	Variação de particulados p/ B20 (%)
33%	-5,80	-29,48	----
66%	-7,53	-24,75	-10,20
100%	+0,40	-23,70	-18,86

Fonte: Bueno (2006).

Para Kegl apud Machado (2008) o uso do B100 aumenta as emissões de NO_x, exceto em marcha lenta. Tal fato seria conseqüência do avanço de injeção inapropriado, pois foi empregado aquele do diesel. Assim, o maior número de oxigênio no biodiesel acaba reagindo com o nitrogênio presente no ar admitido gerando esse poluente.

Com relação à durabilidade dos motores, Silva (2006) constatou em seu trabalho que não houve alterações significativas das propriedades do óleo lubrificante quando utilizou biodiesel de soja e mistura de soja e nabo forrageiro na proporção de 10% em volume. O autor relatou também que não ocorreram dificuldades de partida a frio usando tais misturas.

Demirbas (2008) conclui que embora a maioria dos pesquisadores afirme que o biodiesel é adequado para uso em MIC, alguns resultados contrários também foram obtidos. Os resultados destas pesquisas apontam que a maioria dos ésteres de óleos vegetais é adequada como substitutos do óleo diesel, mas que mais estudos de longo prazo são necessários para a utilização comercial para se tornar uma prática. Misturas até a correspondente ao B20 podem ser usadas em quase todos os motores diesel e são compatíveis com as instalações de armazenamento e distribuição.

2.5. Processos de Transferência de Calor no Interior do Cilindro

É no interior dos cilindros de um motor de combustão interna que ocorrem complexos fenômenos de transformação de energia, principalmente pelo processo de combustão. Alegre (1993) explica que durante os processos que ocorrem no cilindro de um motor o fluido de trabalho sofre grandes variações de temperatura e pressão. Essas variações associadas à natureza turbulenta, transitória e tridimensional do escoamento determinam o comportamento da troca de calor entre o fluido de trabalho e paredes do cilindro, do pistão e do cabeçote.

A natureza do combustível utilizado influencia no processo de combustão. Jóvaj e Máslov (1973) colocam a viscosidade, a tensão superficial e a volatilidade como as propriedades do combustível que interferem nesse processo. Como o biodiesel apresenta diferença, principalmente com relação à viscosidade, se comparado ao óleo diesel, torna-se interessante a análise de possíveis consequências das trocas térmicas no cilindro ao utilizar diferentes combustíveis.

Os compostos gerados pela combustão também participam dos processos de trocas térmicas internas no motor. Gases com moléculas assimétricas como dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de enxofre (SO_2), água (H_2O) e

hidrocarbonetos participam do processo de transmissão de calor por absorção de radiação a temperaturas moderadas e por absorção e emissão de radiação a altas temperaturas, como ocorre nos cilindros dos motores de combustão interna (Çengel, 2002). Portanto, a quantidade de cada composto gerado na combustão pode alterar o nível das transferências de calor.

Analisando os processos no interior do cilindro de um motor sob o aspecto de trocas térmicas observa-se o seguinte:

1. No processo de admissão tem-se o fluxo de calor das paredes do cilindro aquecidas durante o ciclo anterior para a carga fresca que adentra o cilindro;

2. Na etapa de compressão a temperatura da carga se eleva na medida em que o pistão se aproxima do ponto morto superior (PMS). Em certo instante as temperaturas da carga e das paredes do cilindro se igualam, e no decorrer do processo o fluxo de calor que era das paredes para a carga fresca se inverte devido à elevação da temperatura desta última seguindo um processo politrópico (Jóvaj e Máslov, 1973),

3. Durante a combustão têm-se a mais elevada taxa de transferência de calor devido ao aumento substancial da temperatura. Petrichenko apud. Alegre (1993) explica que durante a combustão a intensa chama luminosa torna significante a transferência de calor à superfície através da radiação;

4. Jováj e Máslov (1973) explicam que o processo de expansão ocorre sob condições de desprendimento de calor devido à reação de combustão e absorção de calor pelas fronteiras do cilindro. No decorrer do

movimento de expansão dos gases e posterior exaustão a temperatura e, conseqüentemente a taxa de transferência de calor, diminuem;

5. Segundo Heywood (1988) no fim da expansão a abertura da válvula de escape e o subseqüente movimento de exaustão provocam aumento da velocidade do escoamento. Ocorre então considerável transferência de calor dos gases para as superfícies do sistema de exaustão.

Heywood (1988) também destaca que aproximadamente metade da energia de fricção, aquela consumida em função do atrito de todas as partes móveis do motor, é dissipada através da superfície de pistões, anéis e cilindros como energia térmica. A outra parte dessa energia é dissipada pela superfície dos demais componentes móveis, pelo meio refrigerante e pelo lubrificante.

Considerando o fluxo de calor desde o interior do cilindro até o meio externo ao motor, ocorrem os três modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Calor é transferido por convecção e radiação dos gases de combustão para a parede do cilindro. Então, por condução essa energia chega até a superfície externa e é rejeitada novamente por convecção e radiação. A Figura 5 apresenta esquematicamente tais trocas térmicas, além de mostrar exemplo de valores de temperatura dos gases no interior do cilindro, do lado interno da parede do cilindro e do ar atmosférico.

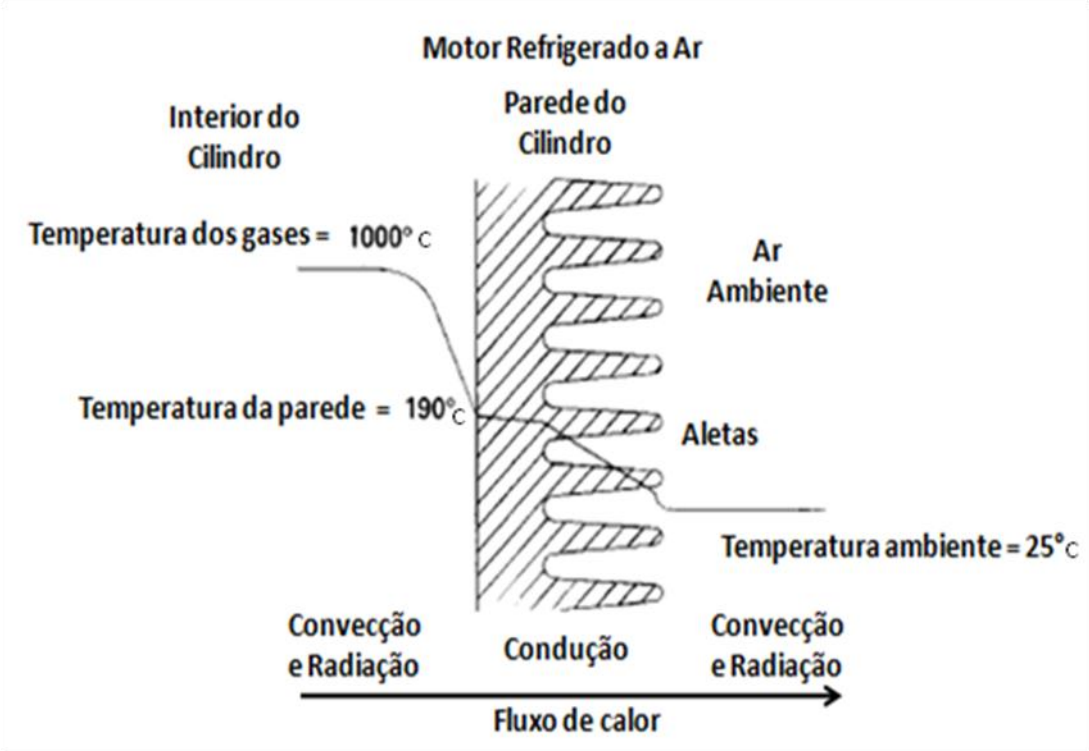


Figura 5: Comportamento da temperatura e trocas térmicas do interior do cilindro para o meio externo.

Fonte: Adaptado de Pulkrabek (1997)

Além da troca de calor convectiva, considerável parcela de energia é transferida por radiação dentro do cilindro oriunda dos gases em alta temperatura e da região de chama para as paredes do cilindro. A radiação também está presente na transferência de calor das superfícies externas do motor para o meio externo, assim como a convecção pelo movimento do ar ambiente. Heywood (1988) explica que para um motor de ignição por centelha a parcela de transferência de calor por radiação dentro do cilindro pode ser negligenciada, o mesmo não é aplicável para um motor de ignição por compressão. Isso porque nesse último a chama luminosa pode aparecer em vários pontos. Há também grande emissão por radiação das partículas sólidas, formadas principalmente por carbono, que se tornam incandescentes. A radiação dessas partículas é, aproximadamente, cinco vezes maior do que a dos gases formados na combustão.

Uma abordagem detalhada dos processos de troca térmica entre fluido de trabalho e as paredes dos cilindros torna-se complexa devido à sua natureza não estacionária. Alegre (1993) faz essa afirmação baseado no trabalho de Borman e Nishiwaki (1987). Em tal publicação constatam-se variações do fluxo de calor de 0 a 10 MW/m² em um único ponto da superfície do cilindro em menos de 10 milissegundos. Outro fator complicador é a presença de fronteiras móveis no volume de controle. Entretanto, espera-se que externamente ao cilindro do motor não haja variação de tal ordem no fluxo de calor, já que a velocidade das variações é superada pela inércia térmica.

Algumas hipóteses são geralmente assumidas no estudo da transferência de calor nos cilindros dos motores por não serem de grande impacto nos resultados e diminuírem o nível de complexidade. Segundo Rakopoulos et al. (2004), o tratamento unidimensional da transferência de calor por condução nas paredes dos cilindros é justificado, já que a temperatura varia muito mais rapidamente em direções perpendiculares à superfície. A suposição de temperatura da parede constante ao longo do ciclo do motor é muito razoável para os motores com paredes de metal de alta condutividade, enquanto que para superfícies isoladas termicamente com materiais de baixa condutividade, como cerâmica, variações de temperatura de superfície podem ser críticas e essa hipótese não deve ser assumida.

Os resultados do estudo de Rakopoulos et al. (2004) mostram a validade da hipótese de temperatura constante nas paredes do cilindro. Nesse trabalho foi ensaiado um motor diesel mono cilindro, de injeção direta, naturalmente aspirado, refrigerado a ar. Foram levantados experimentalmente históricos de temperatura das paredes do cilindro para servirem como entrada de dados em simulações onde o cilindro do motor estaria isolado por diferentes materiais. Observando a Figura 6 nota-se que a temperatura das paredes do cilindro (curva correspondente ao ferro fundido) praticamente não varia em torno da sua média durante o ciclo, enquanto a temperatura do fluido de trabalho apresenta variações consideráveis.

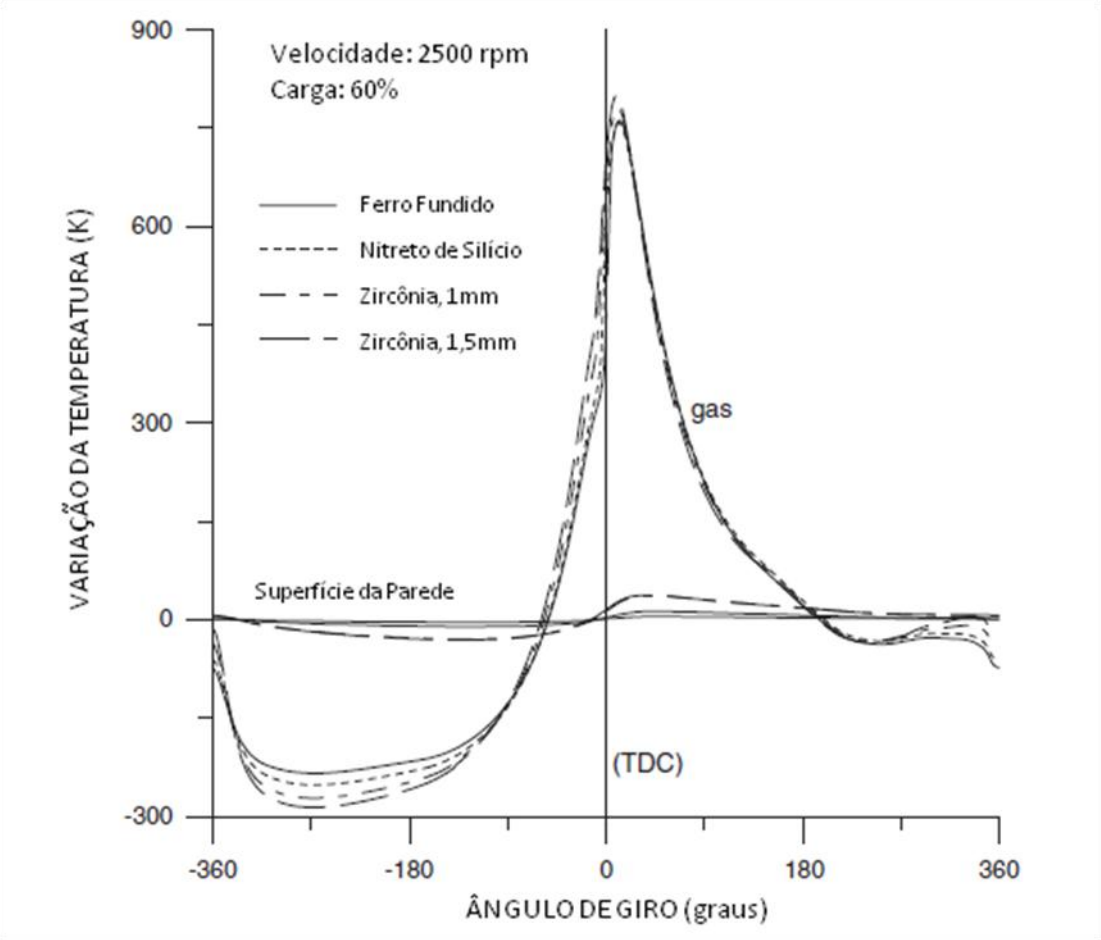


Figura 6: Variação da temperatura da parede do cilindro em relação ao ângulo de giro da manivela.

Fonte: Traduzido de Rakopoulos et al. (2004)

2.6. Perdas Térmicas Pelas Paredes do Cilindro

O motor de combustão internar é um conversor de energia química em energia mecânica. Sabe-se que na prática os conversores de energia como motores elétricos, turbinas e geradores elétricos não são perfeitos, portanto, não são capazes de converter totalmente a forma de energia na entrada do sistema para a forma de energia na saída. A capacidade de conversão é mensurada pela eficiência energética, obtida pela razão da energia entregue pelo sistema pela energia fornecida ao mesmo.

Considera-se como energia útil convertida pelo MCI aquela responsável pelo acionamento do seu eixo principal. As perdas energéticas em um motor de combustão interna ocorrem pelo calor rejeitado nos gases de exaustão, combustão incompleta, atrito entre partes móveis, calor rejeitado pelo fluido de arrefecimento, calor rejeitado pelo fluido lubrificante e calor rejeitado ao ambiente pelas superfícies externas do motor. A energia de acionamento de sistemas auxiliares (alternador, eixo de comando de válvulas, bomba de combustível, etc.) é oriunda do trabalho desenvolvido no(s) cilindro(s) do motor. Aproximadamente, apenas 35% da energia química que entra no ciclo de um motor de combustão interna são convertidos em energia útil no eixo de manivelas. Outros 30% da energia do combustível são rejeitados nos gases de exaustão na forma de entalpia e energia química (Pulkrabek, 1997). Considerando esses níveis, quase um terço da energia do combustível deve ser dissipado ao ambiente de alguma forma, seja pelo sistema de arrefecimento e óleo lubrificante ou pelas superfícies externas do motor.

Jóvaj e Máslov (1973) equacionam o balanço térmico de um MCI da seguinte forma:

$$\mathbf{Q_0 = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{cd} + Q_{res}} \qquad \textbf{(1)}$$

onde:

Q_0 = taxa total de transferência de calor ao motor em dado regime de funcionamento pela queima do combustível [W]

Q_e = taxa de transferência de calor equivalente à potência efetiva medida pelo dinamômetro [W]

Q_{ref} = taxa de calor rejeitado pelo fluido de arrefecimento [W]

Q_g = taxa de calor rejeitado nos gases de escapamento [W]

Q_{cd} = taxa de calor rejeitado nos gases de exaustão correspondente a parcela de combustível não queimado e combustão incompleta [W]

Q_{res} = taxa de transferência de calor correspondente às demais perdas energéticas do motor [W]

No balanço proposto acima $\dot{Q}_{res}$, que também engloba o calor rejeitado pela superfície externa do motor, normalmente não é detalhado e seu valor é calculado pela subtração de todas as outras parcelas em relação à $\dot{Q}_0$. Considerando as unidades indicadas anteriormente, as demais parcelas do balanço energético podem ser obtidas pelas seguintes equações, segundo Jóvaj e Máslov (1973) e Heywood (1988).

$$\mathbf{Q_0 = \frac{m_f.PCI}{1000}} \quad \textbf{(2)}$$

$$\mathbf{Q_e = \frac{2\pi.n.T}{60}} \quad \textbf{(3)}$$

$$\mathbf{Q_{ref} = m_r.C_{pr}.\Delta T} \quad \textbf{(4)}$$

$$\mathbf{Q_g = m_c.(g_{esc} - g_f)} \quad \textbf{(5)}$$

$$\mathbf{Q_{cd} = m_{esc}.\Delta g} \quad \textbf{(6)}$$

onde:

m_f = fluxo mássico de combustível que alimenta o motor [kg/s];

PCI = poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg];

n = rotação do motor [rpm];

T = momento de força [N.m];

m_r = fluxo mássico do fluido de arrefecimento [kg/s];

C_{pr}= Calor específico a pressão constante do fluido de arrefecimento [kJ/kg°C];

ΔT = variação da temperatura do fluido de arrefecimento depois de circular pelo bloco do motor [°C];

m_c = fluxo mássico da carga fresca admitida pelo motor [kg/s];

g_{esc} = entalpia dos gases de escapamento [k/kg];

g_f = entalpia da carga fresca admitida pelo motor [kJ/kg];

m_{esc} = fluxo mássico dos produtos de combustão [kg/s];

Δg = calor de combustão não aproveitado pela combustão incompleta e combustível não queimado [kJ/kg].

Evidentemente, quando o MCI é refrigerado somente pelo fluxo de ar ambiente o termo Q_{ref} não se aplica. O calor que seria transmitido ao líquido de arrefecimento ao circular pelo interior do bloco agora é rejeitado diretamente ao ambiente pelas superfícies externas do motor.

O pico de temperatura no interior dos cilindros dos motores de ignição por compressão é da ordem de 2500K. A temperatura máxima para os metais que compõem o motor deve ser limita a valores muito mais baixos por uma série de considerações, por isso, deve haver sistema de arrefecimento para cabeçote, cilindro e pistão (Heywood, 1988).

Ainda segundo Heywood (1988)**,** a transferência de calor nos motores afeta seu desempenho, eficiência e emissões. Se grande quantidade de calor é transferida para as paredes da câmara de combustão a temperatura e a pressão média dos gases diminuem, reduzindo o trabalho por ciclo transferido para o cilindro.

Muito se tem empenhado para reduzir as perdas energéticas dos motores de combustão. A eficiência térmica de um motor, obtida da razão da potência desenvolvida pela energia disponível no combustível consumido, fica geralmente em torno de 30%. O trabalho útil é produzido durante a combustão e seguinte expansão dos gases, o que corresponde a aproximadamente um quarto do ciclo do motor (180°). Por outro lado, a transferência de calor continua ocorrendo ao longo de todo o ciclo (720°). Portanto, aproximadamente um quarto da energia está disponível quando o trabalho útil está sendo gerado. Um pequeno aumento de potência pode ser adquirido

diminuindo as perdas de calor a partir do cilindro. Se em um motor com eficência térmica de 30% consegue-se diminuir a perda térmica em 10% o ganho percentual de potência seria de 0,75%. Esse valor corresponde a um quarto dos 10%, referente aos 180° do ciclo onde o trabalho é produzido, multiplicado pela eficiência térmica (Pulkrabek, 1997).

Tal a importância que se tem dado ao calor rejeitado pelas paredes do cilindro e, conseqüentemente pelo bloco do motor e fluidos refrigerante e lubrificante, que vários trabalhos publicados tratam de análise do ganho de eficiência térmica pelo isolamento dessas partes, principalmente por materiais cerâmicos.

Taymaz et al., (2003) ensaiaram um motor diesel de seis cilindros, turbo-alimentado, de injeção direta e refrigerado a água. Primeiramente coletaram dados das perdas de calor do motor sem as modificações de isolamento térmico em diferentes regimes de operação. Depois, a parte superior do pistão, o cabeçote e as válvulas foram isoladas com material cerâmico e os testes foram repetidos. Os autores concluíram que com uma camada de 0,5 mm de material isolante houve redução de 5% a 25% do calor rejeitado ao meio refrigerante e que o material isolante fez elevar a temperatura das paredes do cilindro aumentando a energia dos gases de exaustão. Esses resultados podem ser vistos na Figura 7 onde SE indica a curva para o motor sem isolamento térmico e CE indica a curva do motor com isolamento.

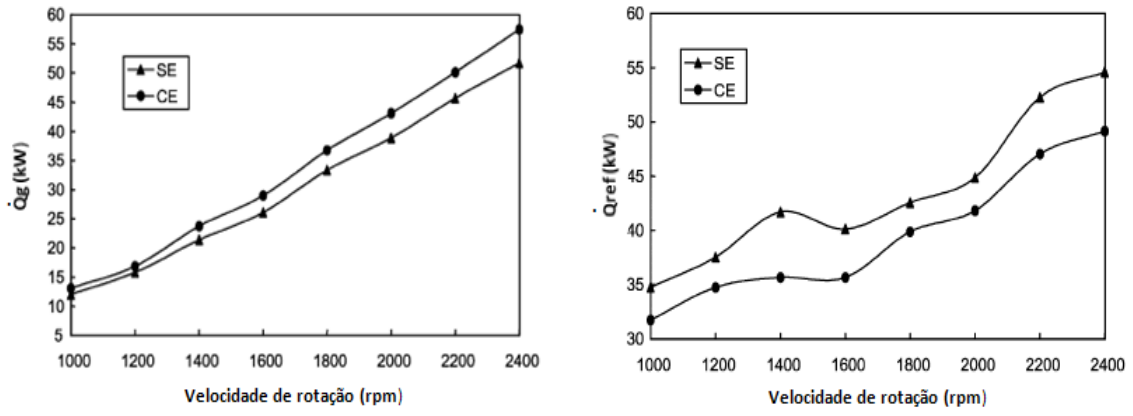


Figura 7: Calor rejeitado pelos gases de exaustão e pelo meio refrigerante de um motor de diesel com cilindro isolado e não isolado termicamente.

Fonte: Traduzido de Taymaz et al. (2003)

Hazar (2009) também publicou um trabalho onde testes foram realizados em um MIC mono cilindro, injeção direta, naturalmente aspirado, refrigerado a ar, modelo Lombardini 6LD 400, primeiramente sem isolamento térmico e depois com o isolamento de material cerâmico no cabeçote, válvulas e parte superior do pistão. Esse autor ampliou a análise em relação a Taymaz et al., (2003) ao comparar o desempenho do motor isolado e não isolado queimando éster metílico de canola e óleo diesel ASTM Nº2. Segundo esse autor, a temperatura dos gases no escapamento pode ser considerada uma aproximação da mesma dentro da câmara de combustão, já que existe certa variação enquanto os gases escoam até o ponto onde se mede a temperatura. Os resultados mostram que tanto para o motor com isolamento, quanto para o motor sem isolamento a temperatura dos gases quando se usa o óleo diesel ASTM Nº2 (**2D-100**) é maior em relação às misturas com biodiesel de canola nas proporções 20%(**CME-20**) e 35%(**CME-35**) em volume, como também quando se usa esse éster puro (**CME-100**). Tal constatação pode ser visualizada na Figura 8 onde **UE** indica motor sem isolamento e **CE** motor com isolamento. Hazar (2009) diz ainda que o aumento na temperatura dos gases de exaustão devido ao isolamento térmico é de 11,4% para o **2D-100**, 5,2% para o **CME-100**, 5,4% para o **CME-20** e 4,9% para o **CME-35**, concluindo que isso se deve à menor perda de calor para as paredes do cilindro. Usando do mesmo raciocínio pode-se dizer ao verificar as curvas para o motor sem isolamento, que a menor temperatura de exaustão para os ésteres em relação ao óleo diesel indica que a perda de calor para as paredes do cilindro é maior para o caso desse biodiesel.

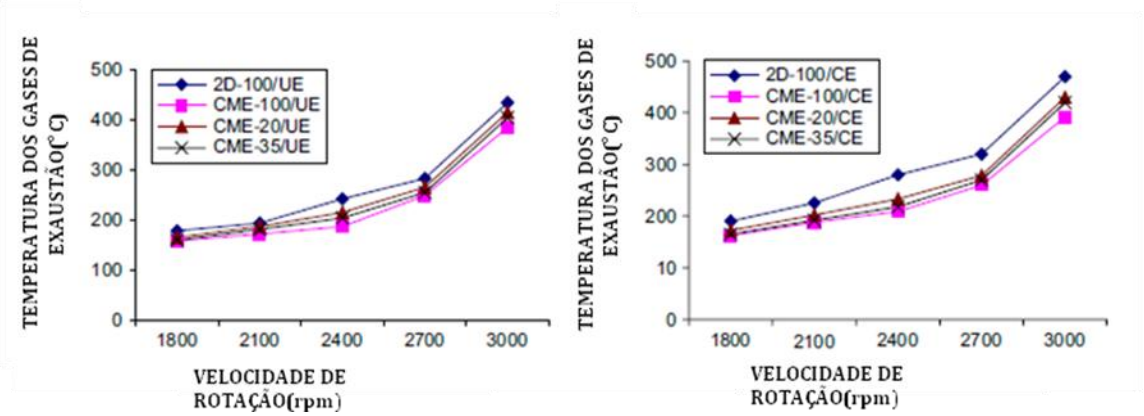


Figura 8: Temperatura dos gases de exaustão para um motor de diesel com cilindro isolado e não isolado termicamente queimando óleo diesel e biodiesel de canola.

Fonte: Traduzido de Hazar (2009)

Um estudo conduzido por Yamada et al. (2002) se propôs a investigar qual a influência dos depósitos formados sobre processo de transferência de calor para as paredes do cilindro. Seus resultados mostraram que adesão de tais depósitos, embora modifique o estado instantâneo de temperatura e transferência de calor, não altera de forma significativa o fluxo de calor médio do ciclo para as paredes do cilindro. Os depósitos são formados por fuligem misturada ao óleo lubrificante e sulfatos oriundos da queima de enxofre comuns nos MIC.

Yamada et al. (2002) ensaiaram um MIC mono cilindro e de injeção direta, onde foram instalados termopares no cilindro provendo medias de temperatura em sete pontos diferentes. Pontos onde insidiam os jatos de combustíveis foram evitados. A rotação do motor foi mantida constante a 1200 rpm em plena carga. A primeira medida de temperatura foi registrada após 14 minutos de operação, a segunda após 60 minutos e daí em diante a cada 30 minutos até completar 270 minutos. Terminada a primeira etapa de ensaio o motor foi desmontado e foram removidos os depósitos do cilindro para repetição dos testes. A Figura 9 mostra o fluxo médio de calor no ciclo em cada ponto de medida (CS2 à CS8) ao longo do tempo de ensaio. Como afirmam os

autores não houveram diferenças significativas devido à quantidade de depósitos formada, que difere em cada ponto.

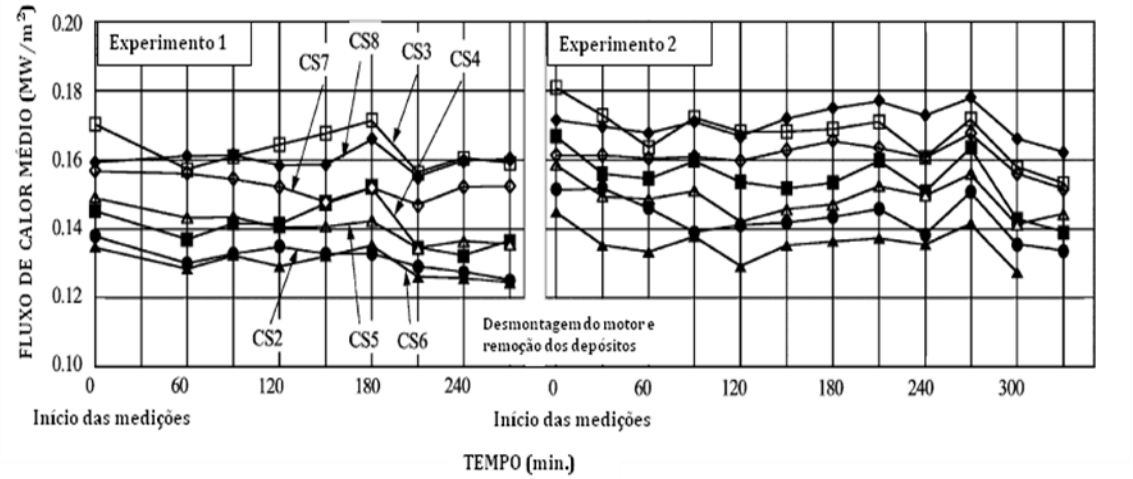


Figura 9: Fluxo médio de calor nas paredes do cilindro de um MIC antes e após remoção dos depósitos.

Fonte: Traduzido de Yamada et al. (2002)

2.7. Efeito das Variáveis do Motor na Transferência de Calor para as Paredes Internas do Cilindro

Aqui serão brevemente relatados os efeitos das variáveis em um motor sobre o fluxo de calor no interior do cilindro, que por sua vez reflete na energia dissipada ao meio pela superfície externa dos seus cilindros. Essa seção do texto está completamente baseada nos conceitos mostrados por Heywood (1988).

A magnitude do fluxo de calor para as partes internas no cilindro do motor e a distribuição de temperatura nessas áreas são afetadas pela velocidade de rotação, carga aplicada ao motor, taxa de compressão, tempo de injeção do combustível (ciclo Diesel), turbulência dentro do cilindro, temperatura de admissão da carga, temperatura e composição do meio refrigerante, material dos componentes do motor envolvidos, e formação de depósitos. De todas as variáveis citadas as duas primeiras têm maior influência.

A importância relativa da perda de calor no cilindro por ciclo (expressa como percentual de energia perdida em relação ao total de energia inserida no ciclo pelo combustível) diminui com o aumento da rotação e da carga no motor. Quando a velocidade é maior, mais combustível é admitido e normalmente aumenta a potência do motor, já a transferência de calor para as paredes do cilindro não têm aumento proporcional pelo menor tempo para as trocas térmicas. O valor absoluto da transferência de calor média para as paredes do cilindro aumenta com a velocidade de rotação e carga.

O retardo do tempo de injeção do combustível tende a diminuir o fluxo de calor para o cilindro. Isso porque a temperatura dos gases diminui devido à combustão ocorrer mais tarde, quando o cilindro apresenta um volume maior.

O aumento da velocidade dos gases dentro do cilindro provocado pela turbulência resultará na elevação do fluxo de calor às paredes do cilindro.

Há um aumento linear do fluxo de calor com maiores temperaturas de admissão, aumentando também a temperatura dos gases em todo o ciclo.

As propriedades dos materiais que compõe cilindros, pistões e válvulas interferem no fluxo de calor ao meio externo. Esses materiais devem resistir às altas temperaturas a que são expostos ao mesmo tempo em que devem ter menor condutividade térmica possível, diminuindo a perda de energia conduzida por suas paredes.

2.8. A Termografia Infravermelha por Câmeras

A termografia infravermelha através de câmeras é uma técnica para medidas de temperatura chamada não invasiva por dispensar o contato direto com o meio de interesse, diferentemente de termopares e termômetros. Essa tecnologia

consiste em aproveitar a radiação térmica infravermelha das superfícies para fazer medidas de sua temperatura por comparação ao emissor ideal, o corpo negro.

A radiação térmica é emitida continuamente pelos materiais devido à agitação atômica e molecular associada com a energia interna dos mesmos. Na termografia são usados detectores de radiação para monitorar a energia de radiação térmica de uma superfície na porção infravermelha do espectro e avaliar sua temperatura.

Em várias técnicas para medidas de temperatura os sensores ou pirômetros aplicados permitem avaliar o fluxo de calor em um único ponto onde têm contato, ou ainda avaliar o fluxo médio espacial. Isso se torna um problema quando a temperatura e/ou o fluxo de calor apresentam variações espaciais consideráveis. Já os equipamentos termográficos permitem medidas de temperatura simultâneas em vários pontos de uma superfície. Portanto, a sua utilização mostra-se vantajosa por fornecer medidas de caráter bidimensional, o que permite avaliar erros devido à radiação e condução tangencial (Astarita et al., 2006).

Segundo Resende Filho apud. Abreu (2009) a termografia pode ainda ter caráter qualitativo e quantitativo. O primeiro baseia-se na avaliação do perfil das trocas térmicas enquanto o segundo determina os níveis em que o fenômeno ocorre. Qualitativamente podem-se identificar pontos críticos de troca térmica em uma superfície e quantitativamente avaliar sua escala.

2.8.1. A Câmera Termográfica

A câmera termográfica é um equipamento que detecta a radiação infravermelha e a converte em imagem visível ao olho humano. Além da visualização termográfica, também é possível obter leituras de temperatura em pontos distintos da imagem gerada.

Como mostrado na Figura 10, a radiação infravermelha detectada é convertida em sinal elétrico, o sinal é amplificado e condicionado por circuitos eletrônicos e geram-se a partir desse sinal as imagens conhecidas como termogramas.

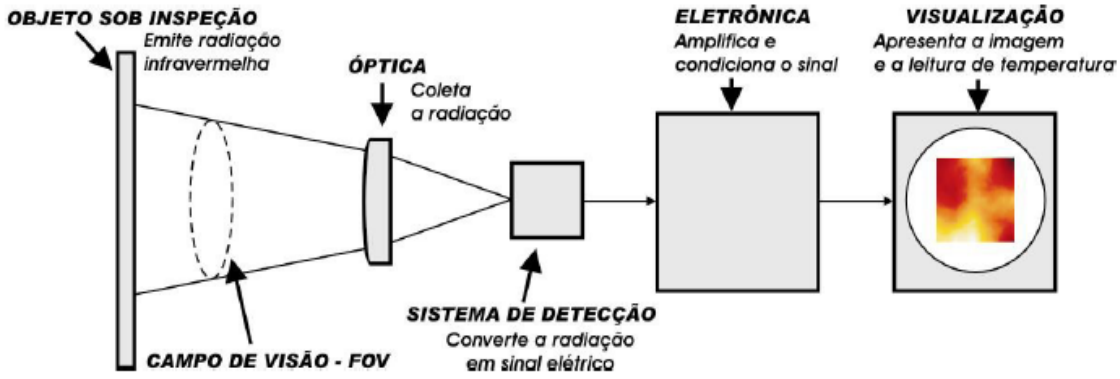


Figura 10: Princípio básico do funcionamento de um termovisor.

Fonte: Santos L. d. (2006).

Denomina-se sistema de detecção o conjunto responsável por receber a radiação infravermelha que incide na lente do termovisor e convertê-la em sinal elétrico. O modo como o equipamento opera para cobrir todo o campo de visão varia conforme mostram (Türler et al., 1997):

- Sistema de detecção por varredura – *scanner*.
- Sistema de detecção por matriz – *array*.

O sistema por varredura usa um detector simples e um conjunto de espelhos rotativos para cobrir todo o campo de visão da câmera. O sistema "*array*" usa uma matriz bidimensional de detectores que analisam individualmente os pontos do campo de visão. Nesse último sistema a taxa de repetição dos quadros (*frame rate*) é mais elevada, o que permite gerar imagens de maior qualidade. As mesmas tecnologias também são citadas por Santos L. d. (2006).

Dentro do sistema de detecção estão os detectores propriamente ditos, são eles os elementos sensíveis à radiação infravermelha. Carlomagno e Cardone (2010)

colocam os detectores de infravermelhos como o componente mais importante dos termovisores e os separam em dois tipos principais:

- **Detectores térmicos**: sensíveis ao fluxo de energia incidente e pela mudança de temperatura podem variar, por exemplo, sua resistência elétrica. Não necessitam de sistema de resfriamento. Tempo de resposta da ordem de milissegundos. Têm menor custo se comparados com os detectores de fótons. Os mais comuns são os microbolômetros.
- **Detectores de fótons**: respondem à absorção de fótons liberando carga elétrica. Necessitam de sistema de resfriamento. Têm maior sensibilidade em relação aos detectores térmicos. Tempo de resposta da ordem de microssegundos.

No espectro eletromagnético a faixa de comprimentos de onda de 0,1 a 100 μm corresponde à radiação térmica. Como mostra a Figura 11, nessa faixa estão inclusos a luz visível, a radiação infravermelha, além de parte dos raios ultravioleta. Somente parte da faixa de infravermelhos é usada para medidas termográficas.

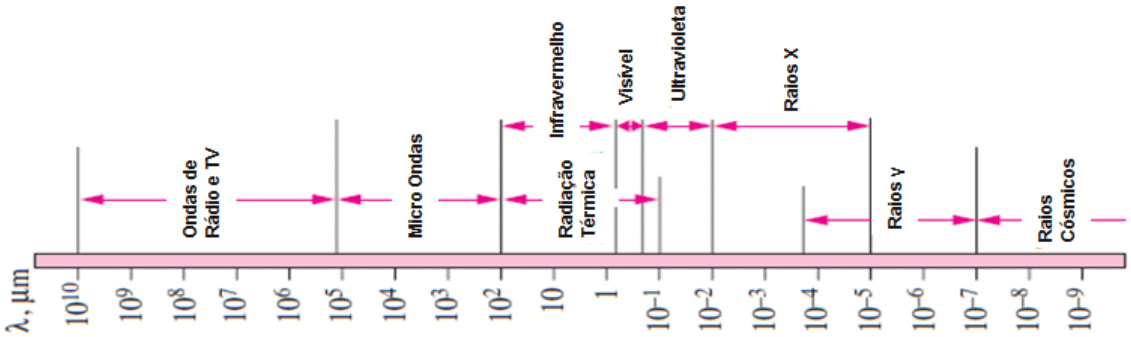


Figura 11: Espectro eletromagnético.

Fonte: Traduzido de Çengel (2002).

Segundo Carlomagno e Cardone (2010), a faixa de raios infravermelho do espectro eletromagnético geralmente é subdivida em quatro partes assim denominadas: infravermelho curto (0,75 - 3 μm); infravermelho médio (3 - 6 μm); infravermelho longo (6 - 15 μm) e infravermelho extremo (15 - 100 μm). A maioria dos

detectores usados nas câmeras termográficas é sensível às faixas de infravermelho médio e longo. Entretanto, a faixa de 5 – 7,5 µm raramente é usada por ser de alta absorção pela atmosfera. Podem ser encontradas na bibliografia subdivisões da faixa infravermelha diferentes da apresentada pelos autores citados.

A maioria dos detectores utilizados nos termovisores comerciais é sensível às faixas, assim denominadas por Carlomagno e Cardone (2010), de médio infravermelho (MW) e longo infravermelho (LW), como ilustra a Figura 12.

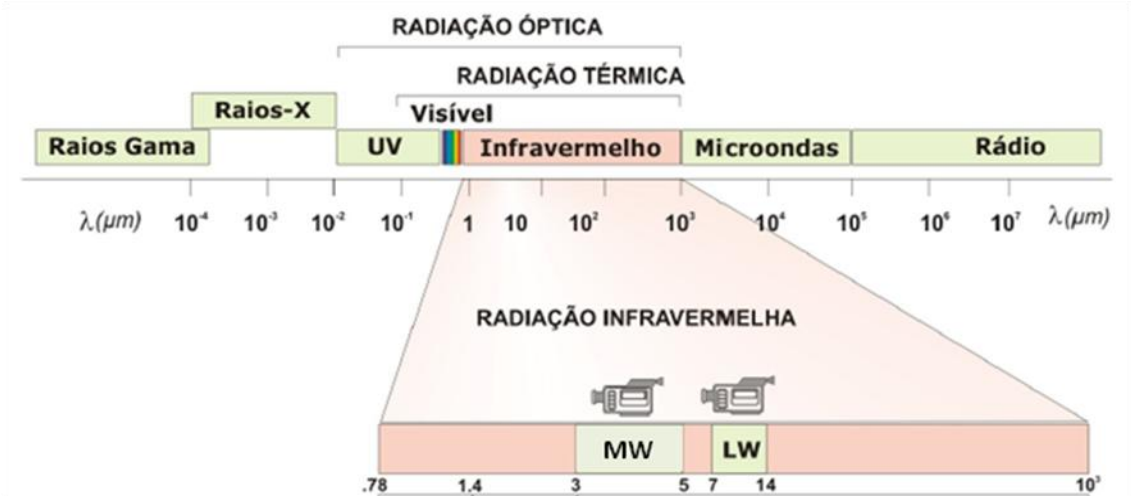


Figura 12: Faixas de infravermelhos detectadas pelos termovisores comerciais.

Fonte: Adaptado de Santos L. d. (2006).

2.8.2. Posicionamento do Termovisor em Relação à Superfície de Inspeção

A confiabilidade dos dados obtidos pela inspeção termográfica depende fortemente da posição do termovisor em relação à superfície de interesse. Devem ser observados o ângulo de visão e a distância entre câmera e objeto para atender os limites de resolução espacial e resolução de medida do equipamento.

Como explica Çengel (2002), a transferência de calor por radiação entre duas superfícies depende, dentre outros fatores, da orientação entre as mesmas. A emissividade é máxima quando o ângulo de visão (θ) é igual a 0°, perpendicular à superfície. A Figura 13 mostra como o ângulo de visão é medido.

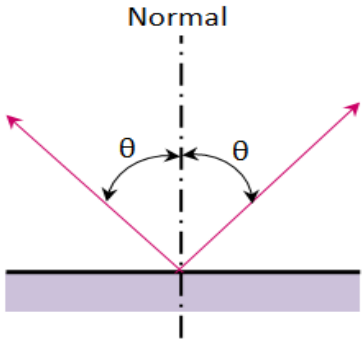


Figura 13: Ângulo de visão.

Fonte: Traduzido de Çengel (2002).

A variação da emissividade com o ângulo de visão depende das propriedades de cada superfície. Na Figura 14 pode-se observar que para isolantes elétricos a emissividade mantém-se praticamente constante para ângulos de visão menores que 60° (1,047 rad). Para condutores elétricos grandes variações consideráveis são observadas a partir dos 40° (0,698rad), aproximadamente.

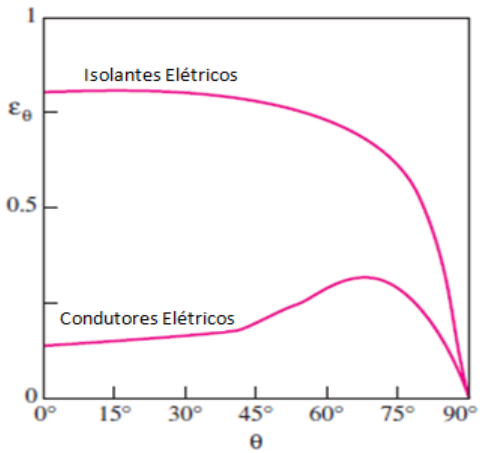


Figura 14: Variação da emissividade em função do ângulo de visão (θ) para condutores e isolantes elétricos.

Fonte: Traduzido de Çengel (2002).

A Figura 15 trás um exemplo, apresentado por Carlomagno e Cardone (2010), do efeito do ângulo de visão em inspeções termográficas. Nesse exemplo, foi gerado um termograma de um tubo de PVC (dielétrico) na posição vertical, sob convecção natural e com temperatura constante ao longo da sua superfície. Nota-se que apesar da temperatura ser a mesma sobre a linha pontilhada, o termograma apresenta leituras diferentes nos limites da circunferência do tubo. Tal fato se deve ao ângulo de visão elevado para essa região da superfície.

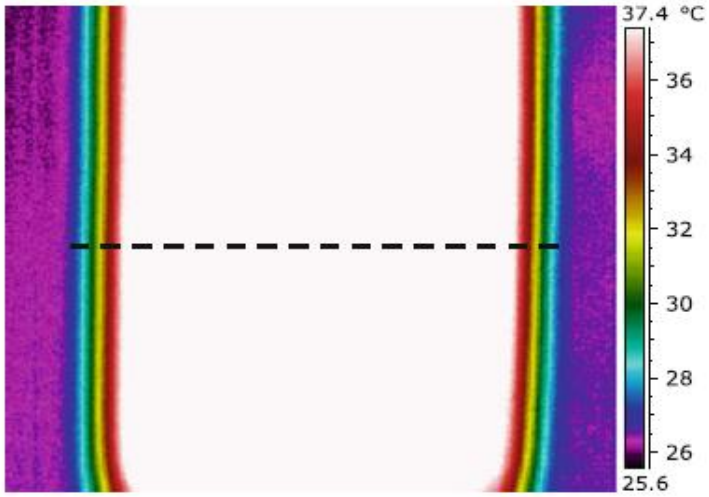


Figura 15: Erros de medida de temperatura por termografia associados ao ângulo de visão (θ) em um tubo de PVC.

Fonte: Carlomagno e Cardone (2010).

A resolução espacial do termovisor, também conhecida como Campo de Visão Instantâneo (Instantaneous Field of View – IFOV), é definida como a projeção de um pixel na superfície em análise. Portanto, a soma dessas projeções ou IFOV equivale ao campo de visão do equipamento (Field of View – FOV). Esse parâmetro é útil para que se conheça o menor detalhe de imagem que pode ser identificado pelo termovisor (Santos L. d., 2006). A Figura 16 representa o IFOV e o FOV em uma superfície.

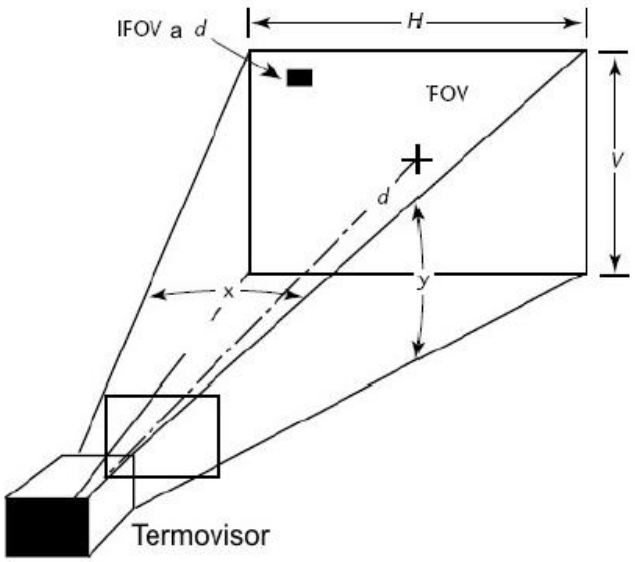


Figura 16: Representação do IFVO e do FOV em uma superfície.

Fonte: Santos L. d. (2006).

A distância máxima de um objeto para que o mesmo seja detectado pelo termovisor pode ser calculada, conforme mostrado por Snell apud. Santos L. d. (2006).

$$\boldsymbol{IFOV = \frac{FOV}{Pix}} \qquad \textbf{(7)}$$

$$\boldsymbol{X_{máx} = \frac{X}{IFOV} = X\frac{Pix}{FOV}} \qquad \textbf{(8)}$$

onde,

$Xmáx$ = Distância máxima do objeto para que seja detectado pelo termovisor [m]

$IFOV$ = Campo de visão instantâneo [mrad]

FOV = Campo de visão [mrad]

Pix = Número de pixels do termovisor

X = Menor dimensão do objeto [m]

A resolução de medida é o parâmetro que se relaciona com o menor objeto que pode ter sua temperatura medida pelo termovisor a dada distância. Também é

conhecida como Campo de Visão Instantâneo de Medida (Measuring Instantaneous Field of View – MIFOV). Segundo Snell apud. Santos L. d. (2006) medidas realizadas fora do limite da resolução de medida são menores que a temperatura real da superfície.

Segundo Santos L. d. (2006) os fabricantes raramente declaram o valor de MIFOV dos seus equipamentos, porém, esse parâmetro é duas a quatro vezes menor que a resolução espacial. Com base nessa informação pode-se obter a distância máxima que garanta uma leitura de temperatura aceitável. Destacando que em uma abordagem conservadora usa-se o valor de *f* igual a quatro.

$$XM_{máx} = \frac{X_{máx}}{f} \qquad \textbf{(9)}$$

onde,

$XMmáx$ = Distância máxima do objeto que garanta precisão de medida de temperatura [m]

$Xmáx$ = Distância máxima do objeto para que seja detectado pelo termovisor [m]

f = Fator de redução da resolução de medida em relação à resolução espacial.

A sensibilidade térmica do equipamento está relacionada à menor diferença de temperatura que pode ser detectada. Essa característica depende do sistema ótico do termovisor e normalmente é especificada pela abreviatura NETD (Santos L. d., 2006). A sensibilidade térmica é proporcional à temperatura do ambiente que envolve o alvo em questão, portanto, se essa temperatura cai a sensibilidade térmica diminui. Quando há queda da temperatura ambiente equipamentos que operam na faixa de infravermelhos médios tem sua sensibilidade mais afetada em relação aos que operam na faixa de infravermelhos longos (Holst, 2000).

Como explicam Carlomagno e Cardone (2010) o desempenho de um termovisor deve ser avaliado com base na sua sensibilidade térmica, velocidade de atualização da imagem, resolução da imagem e a resolução de intensidade.

A sensibilidade térmica é definida em termos da diferença de temperatura média detectada por todos os pixels do termovisor em um cenário de corpo negro, é expressa em milikelvin [mK]. Alguns equipamentos modernos são capazes de detectar diferenças de temperatura menores do que 20mK em temperatura ambiente.

A velocidade de atualização da imagem é expressa em termos da taxa de repetição dos quadros (*frame rate*). Os sistemas modernos são caracterizados por alta taxa de repetição dos quadros, normalmente maiores que 100Hz.

A resolução da imagem é definida como o número de IFOV's do termovisor, que corresponde ao número de pixels, e não pela dimensão dos IFOV's expressa em miliradianos. Importante ressaltar que o uso de lentes de redução do campo de visão total (FOV) melhora a visualização dos detalhes do objeto, mas o número de IFOV's permanece constante. Por isso, o parâmetro resolução da imagem descreve melhor o desempenho do equipamento do que o IFOV.

A resolução de intensidade é a capacidade de identificar pequenas diferenças de temperatura em um cenário onde estas são discrepantes. É expressa em termos do número de níveis de intensidade digital que compõem o termograma.

2.8.3. Efeito da Emissividade nas Medidas de Temperatura com Termovisores

As medidas de temperatura por termografia são obtidas por comparação da radiação infravermelha detectada e aquela que seria emitida por um corpo negro. Sendo assim, a emissividade (ε) é uma entrada importante no ajuste do equipamento antes da realização das medições.

A emissividade é uma propriedade de superfície que indica sua capacidade de emissão de radiação. Como explica Çengel (2002) para as superfícies reais a emissividade não é constante, ela pode variar com a temperatura da superfície, comprimento de onda e direção da radiação emitida. Assim, diferentes valores de emissividade podem ser definidos para a mesma superfície.

Na prática, normalmente são feitas duas aproximações. Na primeira a superfície é considerada difusa, isto é, suas propriedades são independentes da direção de emissão. Nesse caso, toma-se o valor da emissividade na direção normal (**θ** = 0°) como sendo o valor médio em todas as direções. A segunda aproximação considera a superfície como sendo “cinza”, suas propriedades seriam independentes do comprimento de onda. A Figura 17 mostra graficamente essa aproximação, onde há equivalência entre as áreas sob as curvas da superfície “cinza” e real (Çengel, 2002).

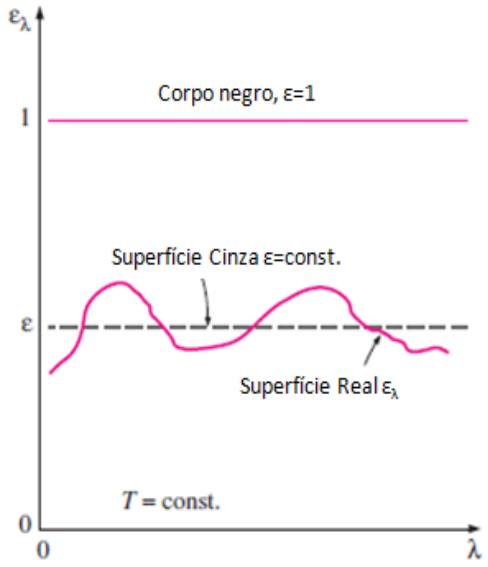


Figura 17: Variação da emissividade em função do comprimento de onda para um corpo negro, uma superfície dita cinza e uma superfície real.

Fonte: Traduzido de Çengel (2002).

Não há maneira de medir diretamente a temperatura real das superfícies sem contato com as mesmas. O que se mede é a radiação captada com o equipamento

termográfico. A radiação total inclui aquela emitida pela superfície de interesse, a radiação refletida pelo ambiente e a radiância do percurso até o termovisor. Esta última pode ser desprezada se a resposta espectral do sistema coincide com as regiões onde a atmosfera é transparente. Isso implica em um percurso relativamente curto. É possível calibrar o termovisor de tal forma que a saída de temperatura seja proporcional à temperatura real do objeto. A chave para atingir essa meta é conhecer a emissividade do objeto e a temperatura do ambiente (Holst, 2000).

Holst, (2000) diz que existe uma temperatura aparente quando a emissividade é menor que um. A lei de Stefan-Boltzmann é usada para ilustrar essa proposta. Desprezando os efeitos da atmosfera, o montante de radiação emitida por uma superfície opaca e detectada por um termovisor é:

$$E_{detec} = \sigma \ \varepsilon T_{rs}{}^{4} + r T_{a}{}^{4} \qquad \textbf{(10)}$$

Admitindo que essa radiação seja de um corpo negro, pode-se escrever:

$$E_{detec} = \sigma T_{aparente}{}^{4} \qquad \textbf{(11)}$$

onde:

E_{detec} = montante de radiação detectada pelo termovisor [W/m²];

σ = constante de Stefan-Boltzmann igual a 5,67 x 10^{-8} [W/m².K^4];

ε = emissividade da superfície;

r = refletividade da superfície;

T_{rs} = temperatura real da superfície [K];

T_a = temperatura do ambiente [K];

$T_{aparente}$ = temperatura aparente da superfície [K].

Igualando as equações 10 e 11, e tendo que $r = 1 - \varepsilon$, temos:

$$T_{aparente} = \varepsilon T_{rs}^{4} + (1 - \varepsilon) T_{a}^{4\ \frac{1}{4}} \qquad \textbf{(12)}$$

Observando a equação 12 Holst, (2000) conclui que se a emissividade é igual a 1 (um) a temperatura aparente é igual à temperatura real da superfície. Se a emissividade é 0 (zero), então a superfície aparece como tendo a mesma temperatura do ambiente. Valores intermediários de emissividade provêm várias medidas de temperatura aparente, como se observa Figura 18.

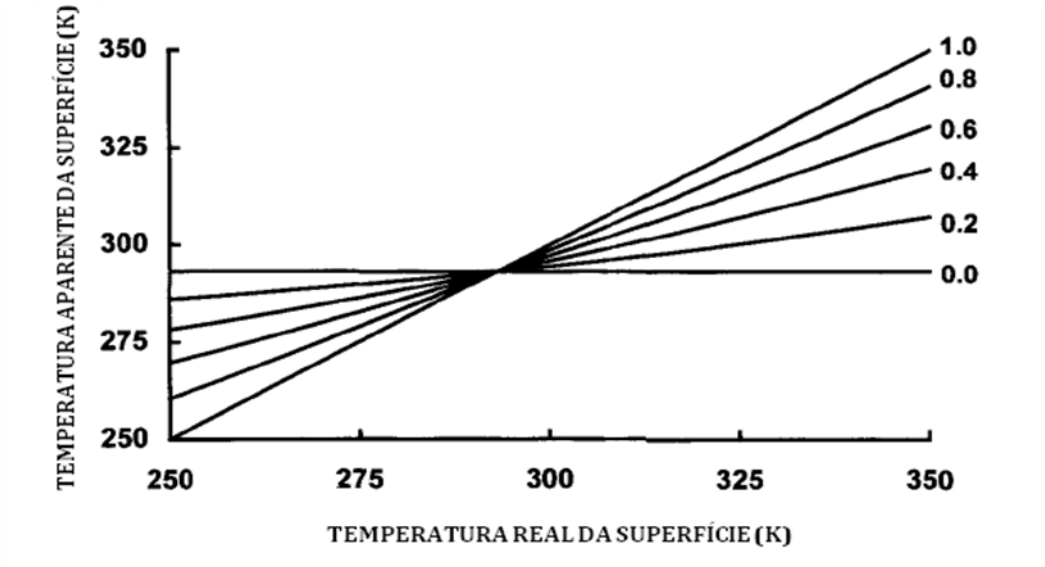


Figura 18: Temperatura aparente em função da emissividade pela temperatura real de uma superfície.

Fonte: Traduzido de Holst (2000).

A maior incerteza no uso de medidas termográficas é a emissividade. Não se conhece a emissividade real das superfícies, portanto, deve-se estimá-la. Além de variar com a temperatura e o ângulo de visão, a emissividade também depende das condições da superfície como cor, oxidação e sujeira. Se um erro no valor da emissividade é assumido, então um erro também é cometido quando se calcula a temperatura baseada nos termogramas. O incremento da emissividade pode reduzir

esses erros (Holst, 2000). Para tal, podem ser aplicadas tintas ou fitas adesivas nas superfícies, usar o efeito cavidade e outros métodos que não serão detalhados nesse texto.

Santos L. d. (2006) propõe para o incremento da emissividade o uso de tinta branca a base de materiais chamados refletores solares seletivos, principalmente quando a superfície está exposta aos raios solares. Na impossibilidade de aplicação da tinta o autor recomenda que as medidas de temperatura sejam feitas onde se encontre cavidades na superfície, como mostra a Figura 19. Holst, (2000) explica que a condição geométrica de uma cavidade faz com que haja reflexões múltiplas da radiação, melhorando a emissividade.

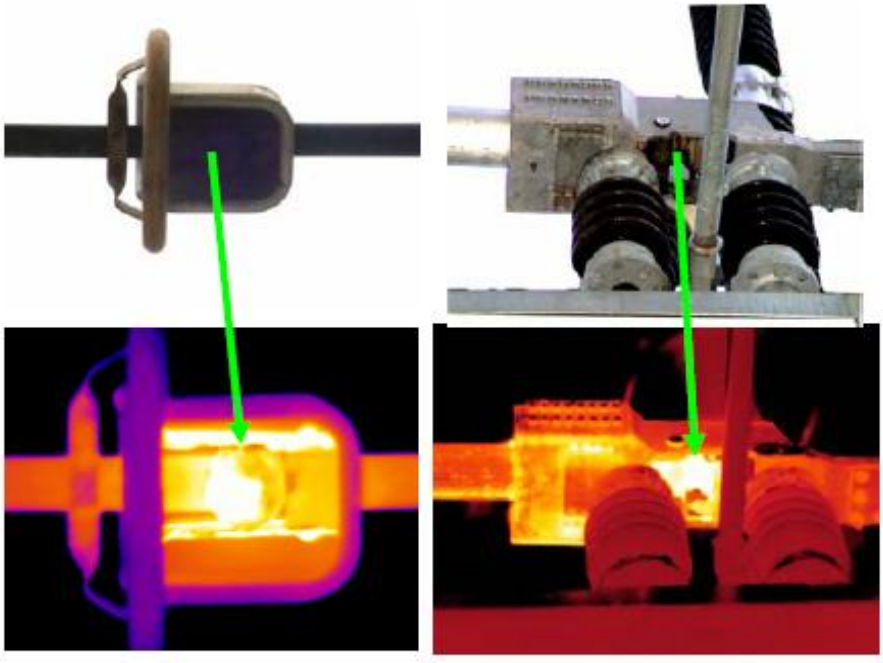


Figura 19: Ilustração do incremento da emissividade pelo efeito cavidade.

Fonte: Santos L. d. (2006).

A temperatura do ambiente também é uma entrada importante para o ajuste da emissividade e deve ser monitorada constantemente, a menos que os ensaios durem poucos minutos. Se o ambiente dos testes é fechado, as condições permanecem praticamente constantes (Holst, 2000).

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.1. Materiais

3.1.1. Bancada Dinamométrica

A pesquisa foi conduzida no laboratório do Departamento de Ciências Térmicas e dos Fluidos – DCTEF da Universidade Federal de São João del-Rei – UFSJ. Utilizou-se uma bancada dinamométrica de freio hidráulico modelo TD200 da marca Tecquipment - TQ, equipada com placa de aquisição de dados e instrumentação que permite, com o uso dos softwares VDAS e ECA100, análise de torque, potência, pressão interna do cilindro, consumo de ar e combustível, temperatura dos gases de exaustão, pressão e temperatura atmosféricas e rotação do motor.

Originalmente um motor de ciclo Otto estava acoplado ao dinamômetro, monocilíndrico, como mostra a Figura 20. Pelo objetivo da pesquisa em ensaiar um motor de ciclo Diesel fez-se necessária a substituição do motor da bancada.

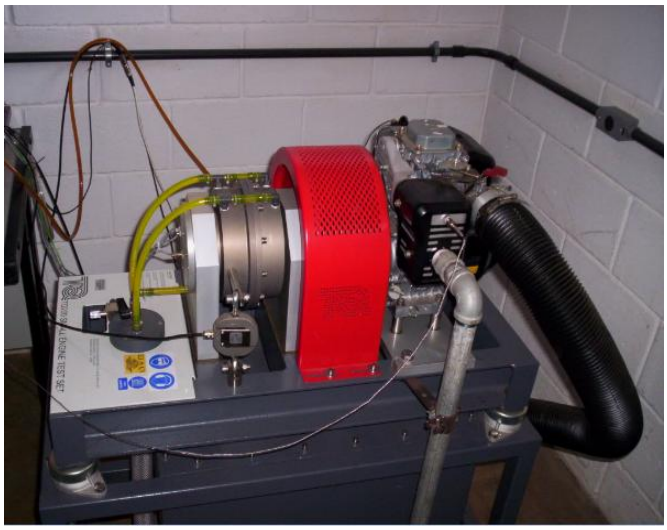


Figura 20: Fotografia do motor de ciclo Otto acoplado ao dinamômetro.

Mediante algumas adaptações na bancada, foi instalado o motor da marca Petter modelo AA1, mono cilindro, naturalmente aspirado e refrigerado a ar, mostrado na Figura 21. As demais características do motor estão na Tabela 5.

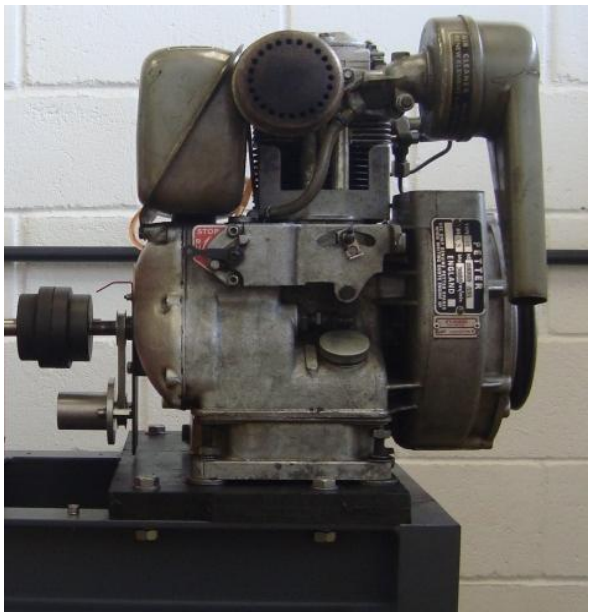


Figura 21: Motor Diesel Petter AA1 usado nos experimentos.

Tabela 5: Características construtivas do motor Diesel Petter AA1

Característica	**Valores**
Diâmetro do cilindro	69,85 mm
Curso do pistão	57,15 mm
Potência (3600 rpm)	2,61 kW
Volume deslocado	219 cm^3
Taxa de compressão	17:1 *(17,68:1)**

Fonte: Manual do fabricante Petter.
** Valor calculado conforme procedimento descrito a seguir.*

O motor Petter AA1 possui um orifício em sua câmara de combustão cuja função não está definida no manual do fabricante, tampouco, pode-se comprovar por observação a que se destinaria. Esse orifício é vedado por uma bucha atarraxada por parafuso com sextavado interno, Figura 22. Como a posição desse conjunto (bucha e parafuso) é variável conforme o torque de aperto pode haver alteração no volume da câmara de combustão, mudando a taxa de compressão do motor.

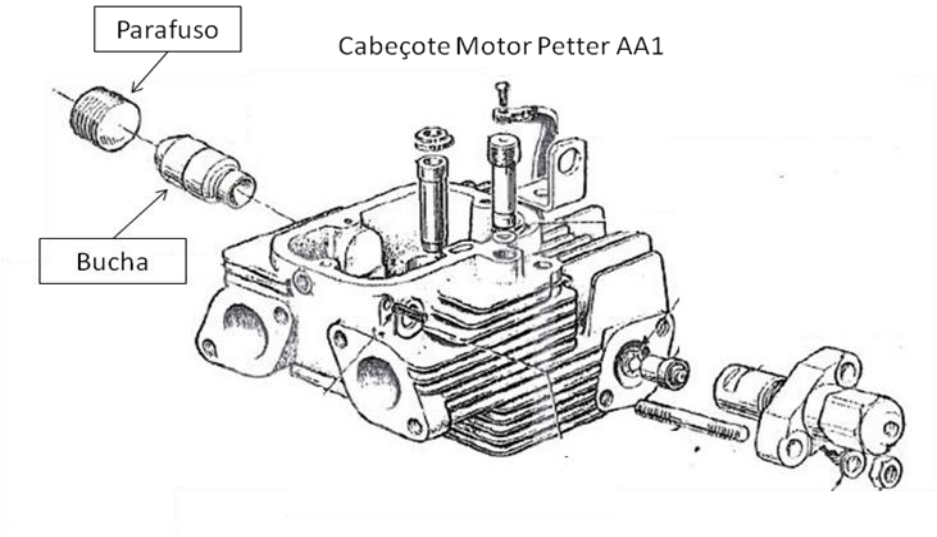


Figura 22: Conjunto bucha e parafuso de vedação do orifício na câmara de combustão.

Fonte: Adaptado do Manual do Fabricante Petter.

Após desmontagem do motor para limpeza e instalação do transdutor de pressão, que será descrita adiante, foi executado procedimento para confirmar o valor da taxa de compressão. Com duas seringas graduadas, uma em mililitros e a outra em décimos de mililitros, a câmara de combustão do motor foi preenchida com biodiesel, verificando o volume necessário para o completo preenchimento. Além desse espaço, com o mesmo procedimento, foi medido o volume dos rebaixos das válvulas de admissão e exaustão e do espaço entre o pistão posicionado no ponto morto superior e face plana do cabeçote, considerando também o volume devido à junta do cabeçote que tem espessura de 0,53 mm, Figura 23. O volume mínimo do cilindro medido nesse procedimento foi de 13,13 cm^3.

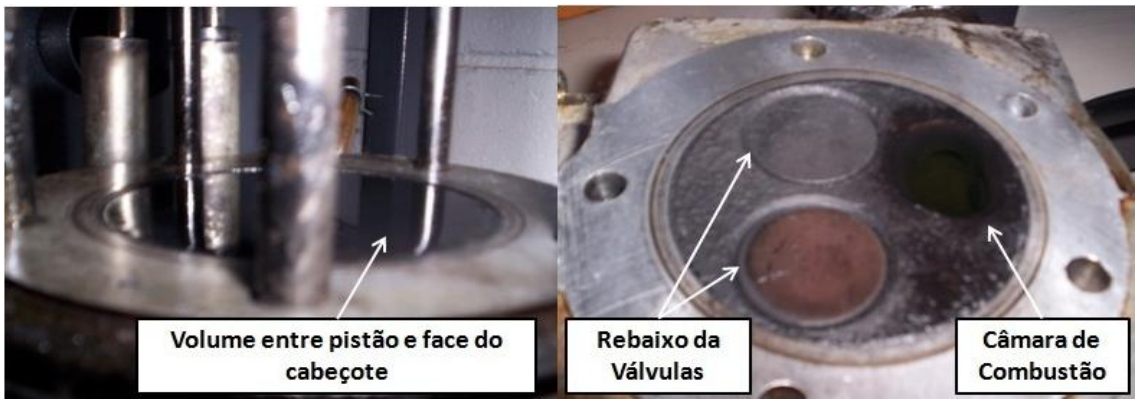


Figura 23: Câmara de combustão e volume entre pistão e face do cabeçote preenchidos com biodiesel.

A taxa de compressão é definida por Heywood (1988), como a razão entre o volume máximo do cilindro e o seu volume mínimo. De posse do volume deslocado pelo pistão com metade da revolução do eixo do motor e do volume mínimo medido, a taxa de compressão calcula foi calculada através da equação 13:

$$T_c = \frac{V_{máx}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_{min}}{V_{min}} = \frac{(219+13{,}13)}{13{,}13} = 17{,}68 \quad \textbf{(13)}$$

onde:

T_c = taxa de compressão do motor;

$V_{máx}$ = volume máximo do cilindro [cm³];

V_{min} = volume mínimo do cilindro [cm³];

V_d = volume deslocado pelo pistão com metade da revolução do eixo do motor [cm³]

O valor obtido para a taxa de compressão ficou muito próximo do informado pelo fabricante do motor, sendo assim, não houve alteração considerável, mesmo com a inserção do transdutor de pressão.

A primeira preocupação ao se substituir o motor foi avaliar a capacidade de potência para frenagem do dinamômetro que corresponde a 7,5 kW, bem superior à máxima potência do motor Petter AA1 que é de 2,61 kW a 3600 rpm. Depois se verificou a necessidade de construir uma base nova para fixar o motor na bancada

pela não coincidência da furação da base dos motores e pela diferença na altura do centro do eixo, que deve se alinhar perfeitamente com a altura do eixo do dinamômetro. Houve uma primeira tentativa de montagem de uma base em perfil laminado como mostra a Figura 24. As peças foram trabalhadas no laboratório de fabricação do Departamento de Engenharia Mecânica – DEMEC da UFSJ, onde foram feitos os furos e usinagem dos apoios mostrados na Figura 25, para melhor nivelamento do motor, além dos demais serviços de usinagem e ajustagem que se fizeram necessários. Contudo, durante a montagem do motor não foi possível o nivelamento adequado com essa base e optou-se por substituí-la por outra feita em poliuretano.

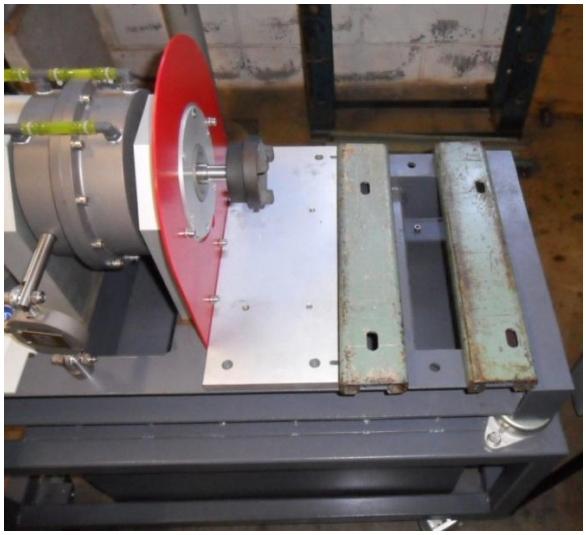


Figura 24: Primeira base para motor Diesel construída em perfil laminado.

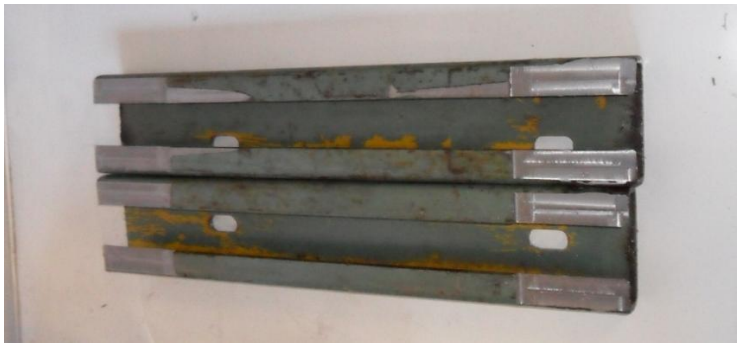


Figura 25: Furos oblongos e usinagem do apoio na base de fixação do motor.

A montagem do motor com a base em poliuretano permitiu bom alinhamento entre eixos e o nivelamento foi obtido após a inserção de arruelas na base do motor. A Figura 26 destaca essa montagem.

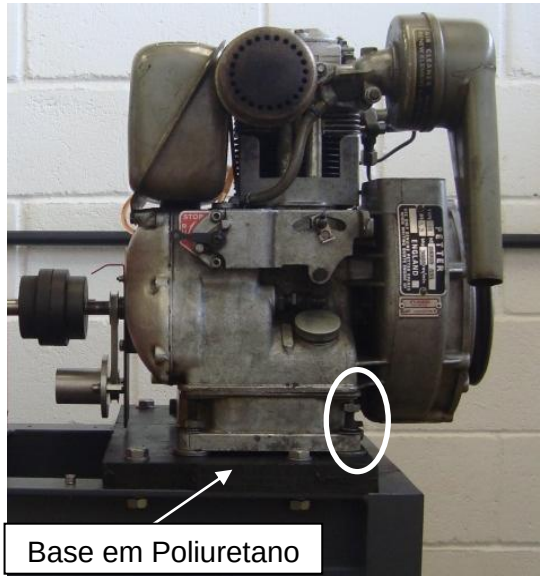


Figura 26: Detalhes da base em poliuretano e da fixação do motor Petter AA1.

A etapa seguinte foi a adaptação do acoplamento ao eixo do motor Diesel. Foi necessário usinar uma bucha e uma nova chaveta para realização dessa montagem, conforme Figura 27, já que se optou por aproveitar o acoplamento retirado do eixo do motor original da bancada.

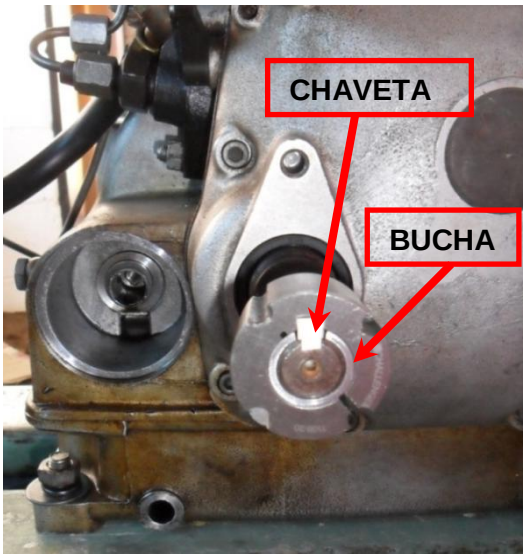


Figura 27: Bucha e chaveta fabricadas para adaptação do eixo ao acoplamento disponível.

O grande desafio na substituição do motor da bancada dinamométrica foi adaptar os controles e instrumentos de aquisição de dados como pressão interna do cilindro, rotação do motor, consumo de ar e combustível e temperatura dos gases de escapamento.

Os dados de rotação do motor na bancada são adquiridos através de sistema eletrônico que usa um sensor de rotação acoplado ao eixo. Esse sistema também referencia o valor do ângulo de giro da manivela, muito utilizado na construção das curvas de pressão e base para cálculo, pelo aplicativo da bancada, do volume no cilindro durante o ciclo. A Figura 28 mostra detalhes das etapas de montagem do sensor de rotação no eixo do motor Petter AA1.

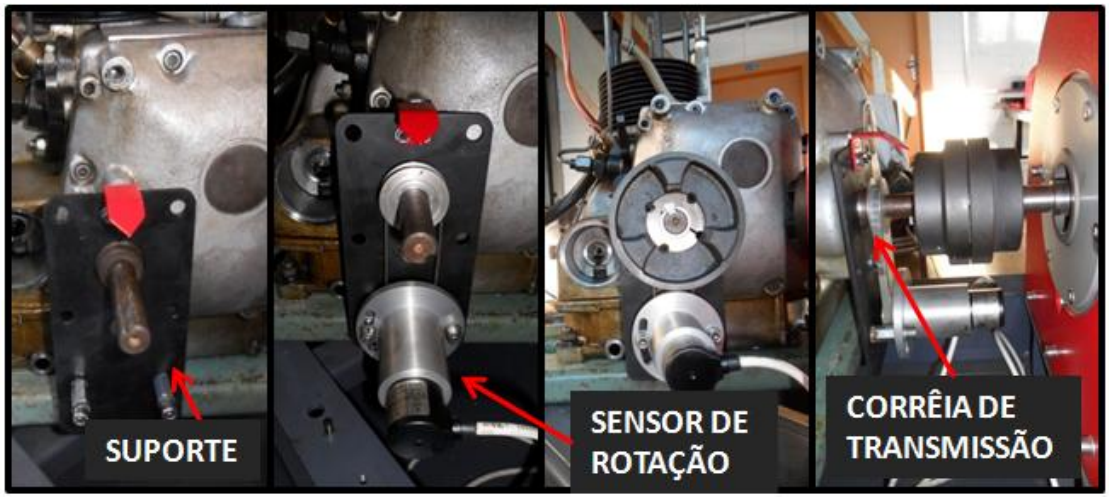


Figura 28: Etapas de montagem do sensor de rotação ao eixo do motor.

Para estabelecer o ponto de referência onde o ângulo de giro da manivela é igual a zero e ajustá-lo ao ponto zero do sensor de rotação foi necessário identificar com precisão o ponto morto superior (PMS). Isso foi feito com o auxílio de uma base magnética com relógio comparador. A base magnética foi fixada ao bloco do motor e a agulha do relógio comparador apoiada no topo do pistão, pela mudança de sentido de giro do ponteiro do relógio comparador ao girar-se o eixo do motor foi possível identificar o PMS precisamente. Verificou-se também, que o motor apresentava a

marcação do PMS na sua carcaça e essa marcação correspondia ao ponto identificado. A montagem para realização dessa etapa e a marcação do PMS são mostradas na Figura 29.

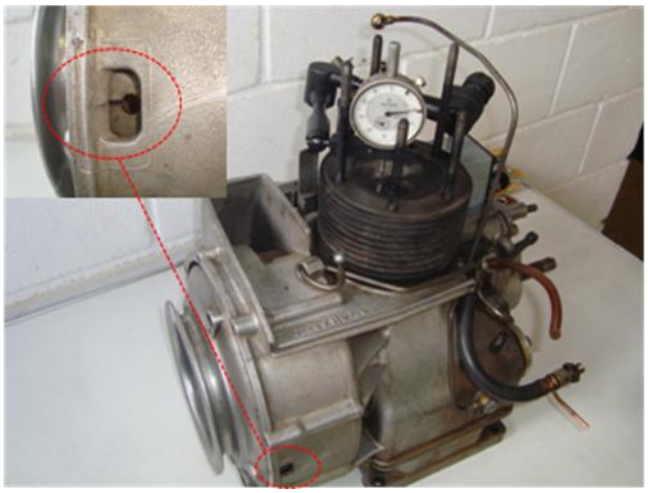


Figura 29: Identificação do ponto morto superior do motor e confirmação da sua marcação na carcaça.

Foi retirado o transdutor de pressão do motor original da bancada e instalado no motor Petter AA1. Após a desmontagem do cabeçote verificou-se na câmara de combustão um local apropriado para instalação do transdutor de pressão. A peça foi levada ao laboratório de fabricação do DEMEC para execução dessa tarefa, o resultado é mostrado na Figura 30.

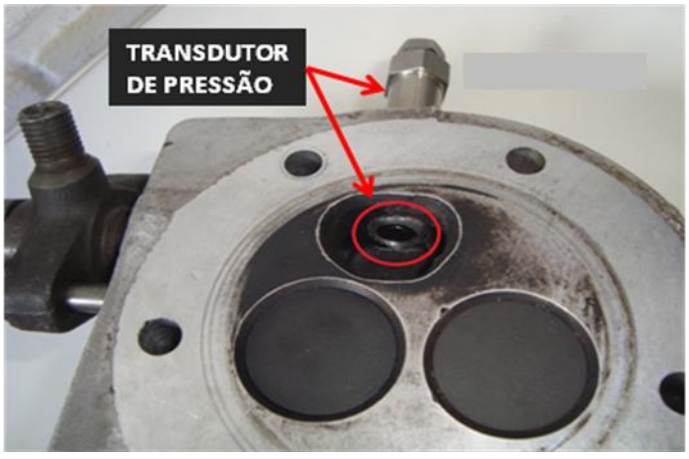


Figura 30: Transdutor de pressão instalado na câmara de combustão do motor Petter AA1.

Por fim foram adaptadas as conexões para o duto de ar de admissão e para o termopar que coleta dos dados de temperatura dos gases de exaustão. O resultado final da montagem do motor Petter AA1 na bancada dinamométrica é mostrado na Figura 31.

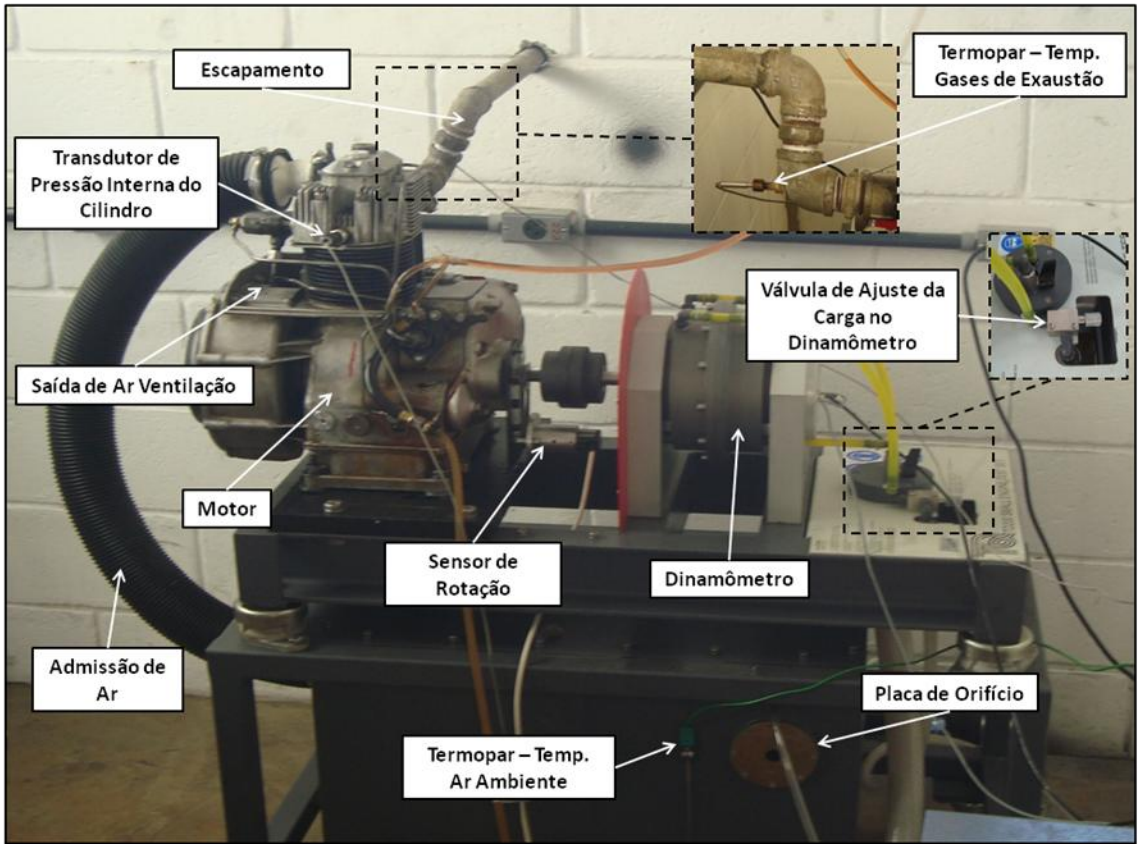


Figura 31: Visão geral da bancada dinamométrica com o motor Petter AA1.

Através dos aplicativos computacionais que acompanham a bancada dinamométrica todos os dados dos ensaios podem ser visualizados e registrados em um micro computador. Dados de torque, força, rotação, pressão atmosférica, temperatura do ar ambiente e dos gases de exaustão também são exibidos nos painéis mostrados na Figura 32, que também trás o aparato de alimentação e medição volumétrica do consumo de combustível. A vazão de ar admitida é calculada automaticamente pelo aplicativo da bancada, pelo diferencial de pressão antes e depois da placa de orifício.

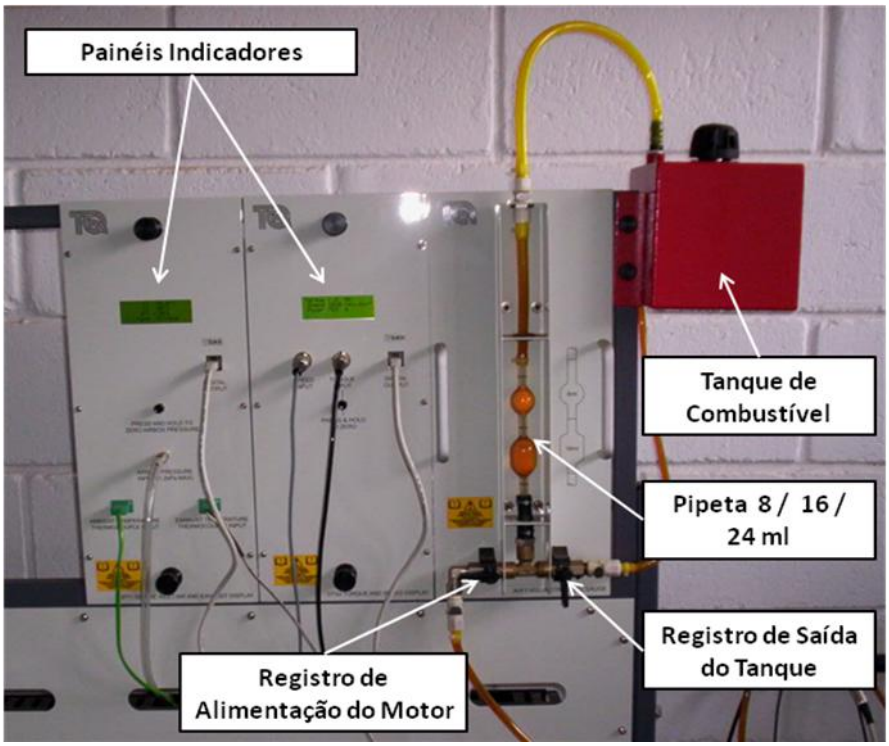


Figura 32: Painéis e aparato de alimentação e medição do consumo de combustível da bancada dinamométrica.

3.1.2. Termovisor

Para geração dos termogramas utilizou-se o termovisor da marca FILR, modelo T200, mostrado na Figura 33. As características do termovisor T200 são apresentadas na Tabela 6.

Figura 33: Termovisor FILR T200.

Fonte: Manual do fabricante FLIR

Tabela 6: Características do termovisor FLIR T200.

Características	**Tipos / Valores**
Faixa de Temperatura	-20°C a 350°C
Emissividade	Ajuste de 0,1 a 1,0
Taxa de Repetição dos Quadros	9Hz
Campo de Visão (FOV)	25° x 19° (0,436 rad x 0,331 rad)
Distância Mínima do Foco	0,4m
Sensibilidade Térmica	<0,8°C a 30°C
Tipo de Detector	240 x 180 pixels, matriz plano focal, microbolômetro sem resfriamento
Faixa Espectral	7,5 a 13µm
Correção de Medição	Temperatura ambiente refletida e correção de emissividade

Fonte: Manual do fabricante FLIR.

3.2. Metodologia dos Experimentos

3.2.1. Dados dos combustíveis utilizados nos ensaios

O éster etílico de soja (B100) foi fornecido pela Escola de Engenharia da Universidade de São Paulo – USP, e a mistura de 5% em volume de biodiesel em diesel fóssil (B S1800), conforme resolução ANP Nº42 de 2009, adquirido na rede de postos de combustíveis. Optou-se por realizar os testes em três regimes de operação, a saber: 1400; 2000 e 3000 revoluções por minuto a plena carga. Em se tratando dos ensaios realizados nesse trabalho, a expressão “plena carga” significa posição de débito máximo na bomba injetora para uma condição de plena aceleração.

Em relação aos combustíveis ensaiados duas propriedades são de grande relevância nesse estudo para o cálculo da energia fornecida ao motor: a massa

específica e o poder calorífico inferior. Os valores dessas propriedades podem variar para diferentes lotes de produção pelas condições da matéria-prima e variáveis no processo. Na impossibilidade de medir esses valores para amostras dos combustíveis usados, buscou-se na literatura valores de referência. Para a massa específica do biodiesel de soja foram interpolados valores na Tabela 7.

Tabela 7: Massa específica do éster etílico de soja em função da temperatura.

Temperatura [°C]	Massa Específica [kg/m³]
10	885
15	883
20	880
25	876
30	871
35	868
40	864
45	861
50	858
55	853
60	851
65	848
70	844

Fonte: Oliveira et al. (2011)

Para o óleo diesel foi aplicada a equação 14, derivada por Maziero et al. (2007), que expressa o comportamento da massa específica do óleo diesel em função da temperatura do combustivel.

$$\rho = -0{,}4968 T_{comb} + 867{,}44 \quad \textbf{(14)}$$

onde:

ρ = massa específica [kg/m³];

T_{comb} = temperatura do combustível [°C].

Os valores de PCI foram retirados de Barbosa et al. (2008), sendo 41737,0 kJ/kg para o óleo diesel e 32063,8 kJ/kg para biodiesel de soja.

3.2.2. Posicionamento do termovisor em relação ao cilindro do motor

Como relatado anteriormente, é de suma importância o planejamento da posição do termovisor em relação ao ponto de interesse, que no presente estudo é a superfície externa do cilindro do motor. Deve-se buscar a posição mais perpendicular possível para diminuir o erro associado ao ângulo de visão (Santos, 2006). Também deve ser considerado o campo de visão do termovisor (FOV) para garantir que seja respeitada a resolução espacial do equipamento.

Retornando ao subcapítulo 2.8.2 e lançando mão da equação 7 podemos obter o IFOV do termovisor FLIR T200 como segue:

$$IFOV_{Horizontal} = \frac{FOV}{Pix} = \frac{0{,}436}{240} \cong 1{,}81 \times 10^{-3} rad$$

$$IFOV_{Vertical} = \frac{FOV}{Pix} = \frac{0{,}331}{180} \cong 1{,}84 \times 10^{-3} rad$$

Tomando a área máxima de interesse do motor como sendo um quadrado de dimensões 72 mm x 72 mm (0,072 m) correspondente à altura da região aletada do cilindro, a distância máxima quando se usa esse termovisor para que seja respeitada sua resolução espacial deve ser:

$$X_{máx} = \frac{X}{IFOV} = \frac{0{,}072}{0{,}00184} = 39{,}13\ m$$

A resolução espacial determina se o objeto será detectado pelo termovisor, mas para que se garantida a precisão das medidas de temperatura deve-se observar a resolução de medida, calculada a seguir para o termovisor FLIR T200, novamente tomando como base um as dimensões 72 mm x 72 mm e um fator de redução igual a 4.

$$XM_{máx} = \frac{X_{máx}}{f} = \frac{39{,}13}{4} = 9{,}78\ m$$

Buscando as melhores condições no arranjo físico dentro do laboratório onde foram conduzidos os ensaios optou-se por posicionar o termovisor a 1 metro do cilindro do motor, atendendo, portanto, a distância mínima de 0,4 metros indicada pelo manual do fabricante e as distâncias que garantem a detecção do objeto e a precisão das leituras de temperatura.

Considerando que para materiais ditos condutores elétricos, como é o caso das ligas metálicas que constituem os cilindros de motores, a variação da emissividade com o ângulo de visão começa a ser considerável a partir dos 40° (0,698 rad) (Çengel, 2002) e, buscando a máxima perpendicularidade entre superfície e termovisor, foi planejado o posicionamento deste como mostrado na Figura 34.

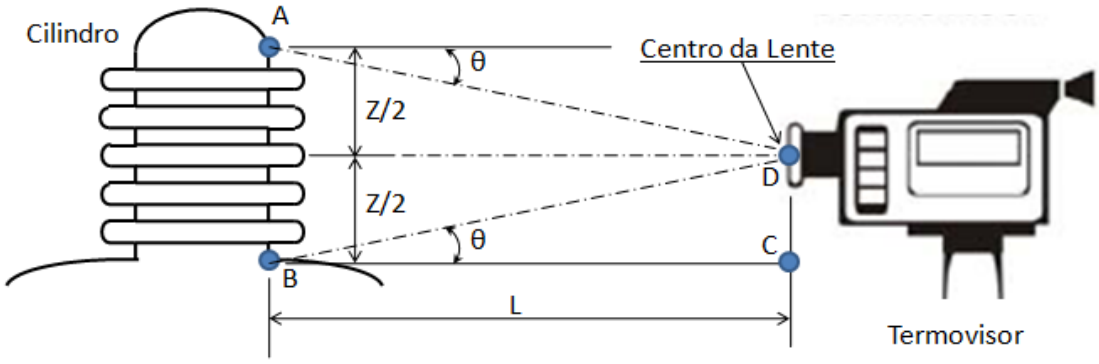


Figura 34: Vista frontal do posicionamento do termovisor em relação à superfície externa do cilindro.

Pela figura acima nota-se que a linha do centro da lente do termovisor coincide com o ponto central do cilindro localizado na metade da sua altura (*z*). Portanto, sobre o eixo vertical central do cilindro pode-se trabalhar o ângulo de visão considerando os pontos mais críticos que são as extremidades verticais do cilindro, pontos (*A*) e (*B*). Agora, o ângulo de visão nesses pontos pode ser obtido em função da altura do cilindro e da distância em relação ao termovisor pela equação 15, através de relações no triângulo BCD:

$$\boldsymbol{\theta = tan^{-1}\ \frac{Z}{2L}} \qquad \textbf{(15)}$$

onde:

θ = ângulo de visão [rad];

z = altura da região aletada do cilindro [m];

L = distância entre termovisor e o cilindro do motor [m].

Com termovisor posicionado a uma distância “L” de 1 m e, sendo a altura referente à parte aletada do cilindro “z” igual a 0,072 m (72 mm) temos um ângulo de visão em relação à vista frontal de aproximadamente 2° (0,036 rad), muito inferior ao limite máximo de 40° (0,698 rad).

Analisando a vista superior do posicionamento relativo entre termovisor e cilindro aletado tem-se o esquema conforme mostrado na Figura 35. Foi realizada uma análise gráfica através de aplicativo computacional CAD com o esboço em escala 1:1. O ângulo de visão foi fixado em 40° (0,698 rad) correspondendo ao ponto “E” na circunferência do cilindro e então foi verificada a medida do ângulo β formado pela linha de centro da lente do termovisor e a reta normal ao ponto “E” que passa pelo centro “C” das circunferências. O mesmo procedimento foi aplicado deslocando-se o ponto “E” para a linha da circunferência da aleta. Note-se que o dobro da medida do

ângulo β corresponde ao arco de circunferência onde a precisão das medidas de temperatura não é significativamente afetada pelo ângulo de visão.

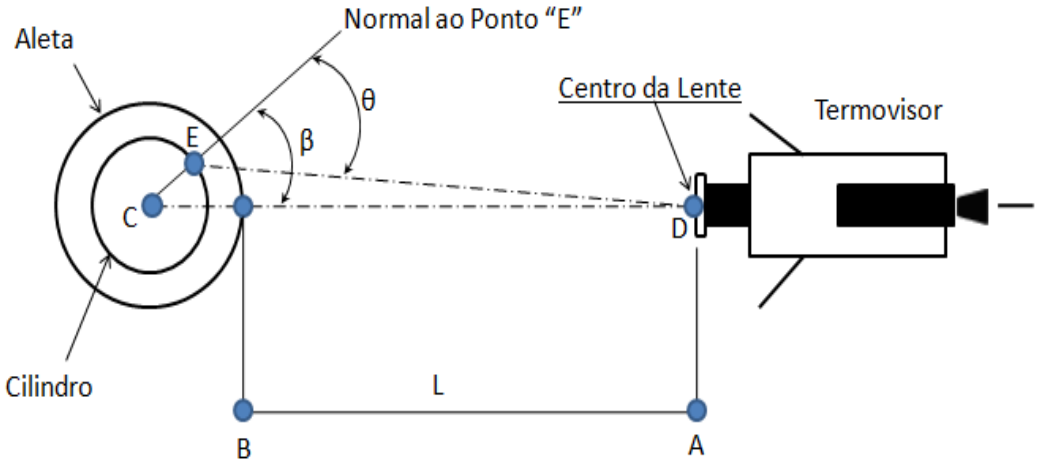


Figura 35: Vista superior do posicionamento do termovisor em relação à superfície externa do cilindro.

Tomando a condição mais crítica, que se refere à circunferência do cilindro, β equivale a 37,6° (0,656 rad). Através de relações trigonométricas no triângulo formado pelos pontos ECG na Figura 36 foi possível obter a equação 16:

$$\boldsymbol{PL = 2CE \times sen\beta} \qquad \textbf{(16)}$$

onde:

PL = base do plano de medida no termograma [m];

CE = distância entre os pontos C e E [m];

β = ângulo o segmento normal ao ponto de medida e a linha de centro da lente do termovisor [rad].

Nessa equação PL representa a dimensão da base do plano de medida no termograma onde se devem obter as temperaturas garantindo boa precisão dos valores. Sendo o seguimento CE equivalente ao raio do cilindro, o valor calculado para PL foi de 0,05308 m [53,08 mm].

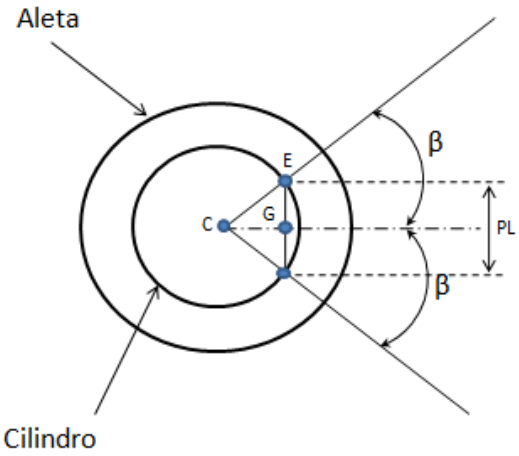


Figura 36: Esquema geométrico da vista superior do cilindro usado para a obtenção do plano de medida.

Considerando todos esses aspectos condicionantes do posicionamento do termovisor relativamente à superfície externa do cilindro do motor, os termogramas foram gerados dentro do arranjo físico mostrado na Figura 37.

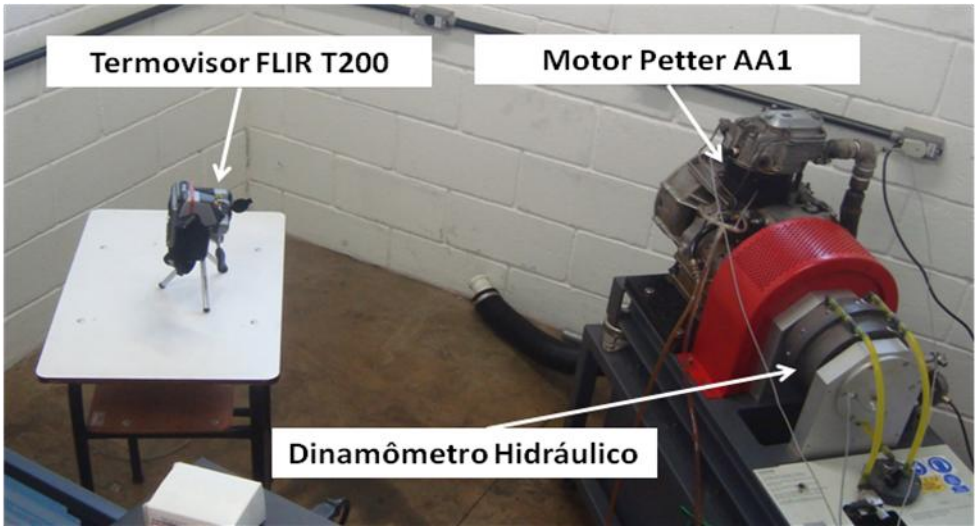


Figura 37: Fotografia do posicionamento do termovisor para os ensaios.

3.2.3. Determinação da emissividade da superfície exterma do cilindro do motor.

A determinação do valor da emissividade da superfície do externa do cilindro do motor é um ponto chave para garantir a precisão dos valores de temperatura medidos pelo termovisor. Uma técnica simples, porém eficaz, para determinar esse valor é descrita por Romiotto Instrumentos de Medição. A técnica consiste em fixar uma fita adesiva preta à superfície, ajustar a emissividade para 0,95 e proceder a medição do valor de temperatura sobre a área coberta com a fita adesiva. Depois se faz a medição da temperatura em uma área não coberta pela fita e adjacente à mesma, muito provavelmente os valores serão diferentes. Então, varia-se o valor da emissividade no termovisor, até que a temperatura indicada para a área não coberta pela fita seja igual àquela da área coberta. No artigo publicado por Abreu et al. (2009) sobre a quantificação da perda de energia térmica em fornos catenários através da termografia esse procedimento foi aplicado com sucesso. O efeito da fita adesiva sobre a emissividade pode ser notado na Figura 38, onde a temperatura real é a mesma para qualquer ponto da superfície.

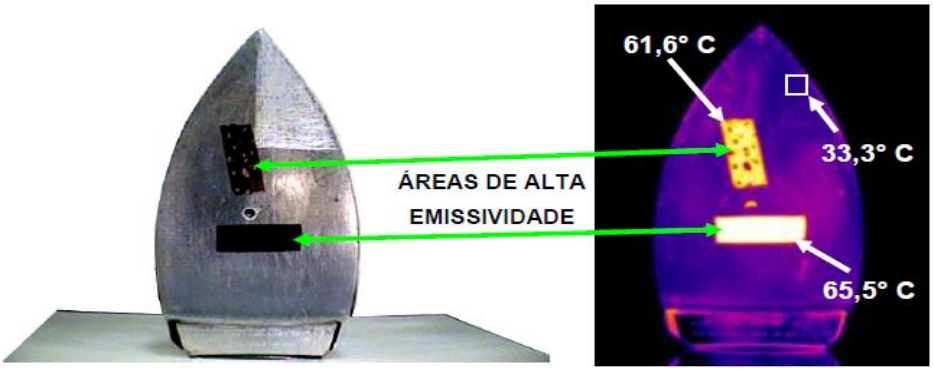


Figura 38: Efeito da fita adesiva preta na emissividade de uma superfície.

Fonte: Santos L. d., (2006).

Para obtenção do valor da emissividade na superfície de interesse foi fixada fita adesiva de cor preta na extremidade de uma das aletas, Figura 39. Então, o motor foi acionado, estabilizado a 2000rpm mantendo-se esse estado por dez minutos, nesse instante a temperatura ambiente era de 20°C e a umidade relativa 50%. Com a emissividade do termovisor ajustada para 0,95, gerou-se um termograma da região de interesse e procedeu-se a leitura sobre a região coberta pela fita obtendo-se um valor de 96,2°C. Conforme procedimento descrito anteriormente, foi feita a leitura da temperatura no termograma em região adjacente à coberta pela fita adesiva, onde valor obtido foi de 96,8°C. Os pontos, adjacente e sobre a fita adesiva “Sp1” e “Sp2” respectivamente, podem ser vistos na Figura 40. Como os valores encontrados foram suficientemente próximos, concluiu-se que a emissividade do cilindro do motor é também aproximadamente a da fita adesiva. Através da Figura 39 nota-se que a tonalidade da cor da fita e da superfície do cilindro é semelhante, o que é um indicativo de que as emissividades podem realmente ter valores aproximados.

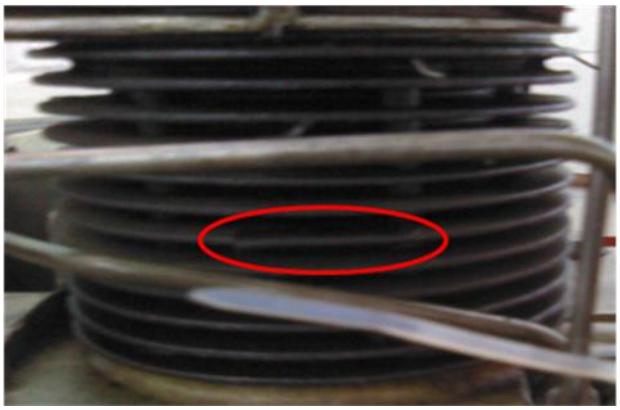


Figura 39: Fita adesiva de cor preta fixada na extremidade da aleta do cilindro do motor.

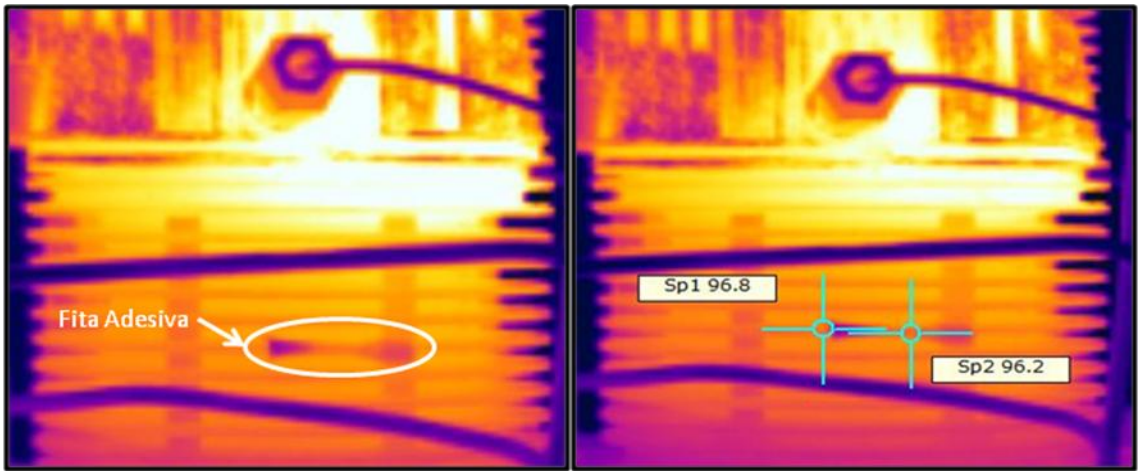


Figura 40: Localização e leitura da temperatura sobre a fita adesiva preta e ponto adjacente.

Com o uso do aplicativo FLIR QuickReport versão 1.2 fornecido e conjunto com o termovisor foi possível variar o valor de entrada da emissividade para atingir a temperatura de 96,2°C no ponto adjacente à fita adesiva. Obteve-se então o valor de 0,96 para a emissividade da superfície desejada, conforme mostrado na Figura 41.

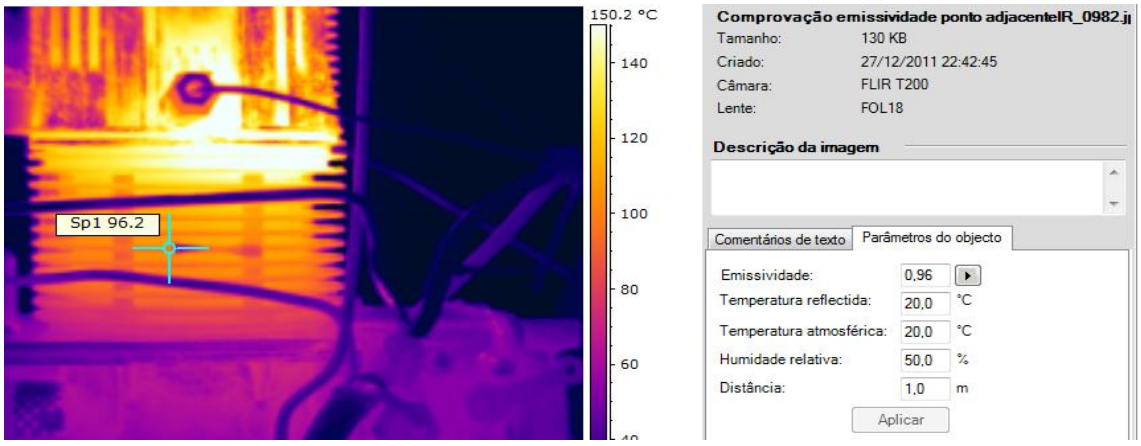


Figura 41: Temperatura do ponto adjacente à fita adesiva obtida com emissividade igual a 0,96.

Visualmente, o material que constitui a parte aletada do cilindro do motor é diferente daquele das demais partes externas da sua carcaça. Portanto, leituras de temperatura através dos termogramas fora da região aletada seriam imprecisas pela diferença no valor da emissividade. Com a finalidade de verificar o procedimento

descrito anteriormente repetiu-se o mesmo para identificar a emissividade da superfície externa do motor não aletada. A Figura 42 apresenta as temperaturas sobre a fita preta e em um ponto adjacente a esta, para uma região não aletada do motor. Nessas imagens foi usada a emissividade de 0,95. Nota-se grande diferença nas leituras, um indicativo de que a emissividade da superfície difere muito da emissividade da fita preta, diferentemente do caso das aletas.

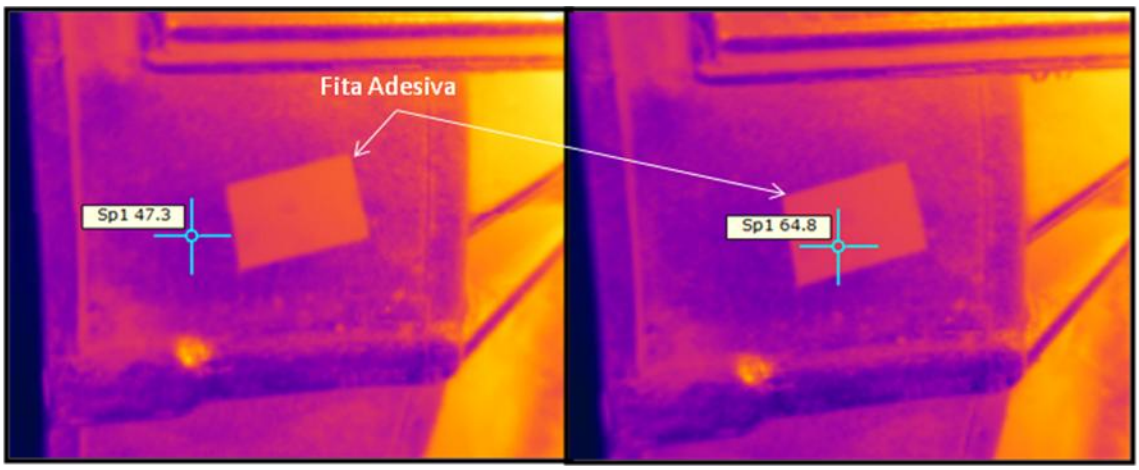


Figura 42: Medidas de temperatura da superfície não aletada sobre a fita adesiva preta e ponto adjacente.

Variando-se o valor da emissividade para 0,43 foi possível aproximar a leitura de temperatura no ponto ao lado da fita em relação ao valor medido sobre a fita, como se vê na Figura 43. Constatou-se então, que a emissividade da carcaça do motor é muito diferente da emissividade na região aletada.

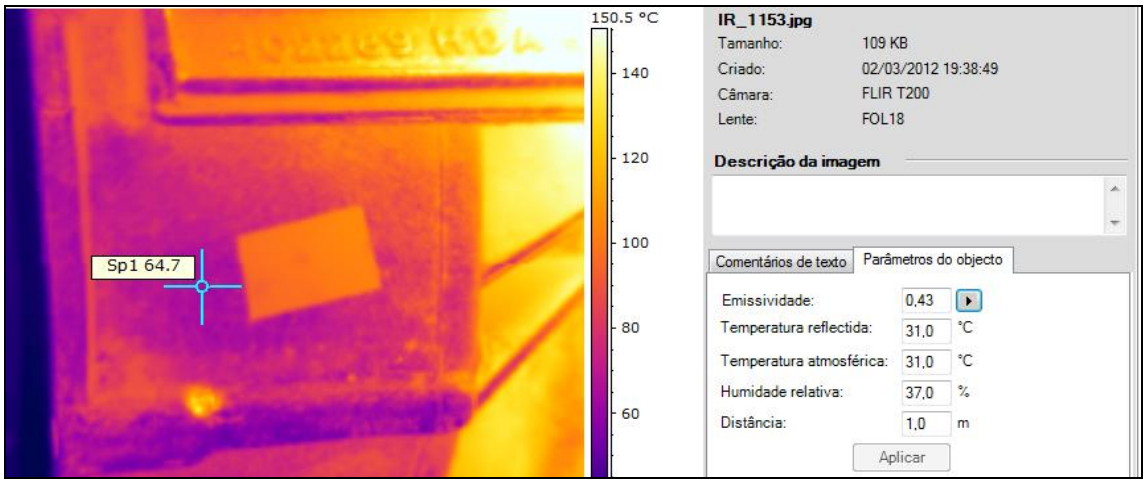


Figura 43: Temperatura do ponto adjacente à fita adesiva obtida com emissividade igual a 0,43.

3.2.4. Procedimento de ensaio

Os ensaios foram conduzidos primeiramente com o combustível óleo diesel B S1800 nas velocidades de 3000, 2000 e 1400 revoluções por minuto, respectivamente. Posteriormente a mesma seqüência foi executada para o éster etílico de soja. Cada ensaio foi repetido três vezes para confirmação dos resultados e entre mudanças de faixa de rotação respeitou-se um intervalo de 20 minutos.

Sempre antes da coleta de dados dos ensaios aguardava-se 15 minutos de funcionamento do motor e sua estabilização, verificada através da análise de variação dos dados de rotação, potência, temperatura dos gases de exaustão e temperatura máxima no cilindro do moto. Esse último dado foi obtido com termovisor. Além dos dados da bancada dinamométrica foram registrados simultaneamente em cada ensaio os termogramas e a velocidade do ar em três regiões (1, 2 e 3) ao redor das aletas do cilindro de acordo com a Figura 44. Os dados de velocidade do ar foram coletados com um anemômetro digital, mostrado na Figura 45, modelo MDA-II do fabricante Minipa, esse instrumento foi posicionado na metade da altura do cilindro nas regiões indicadas.

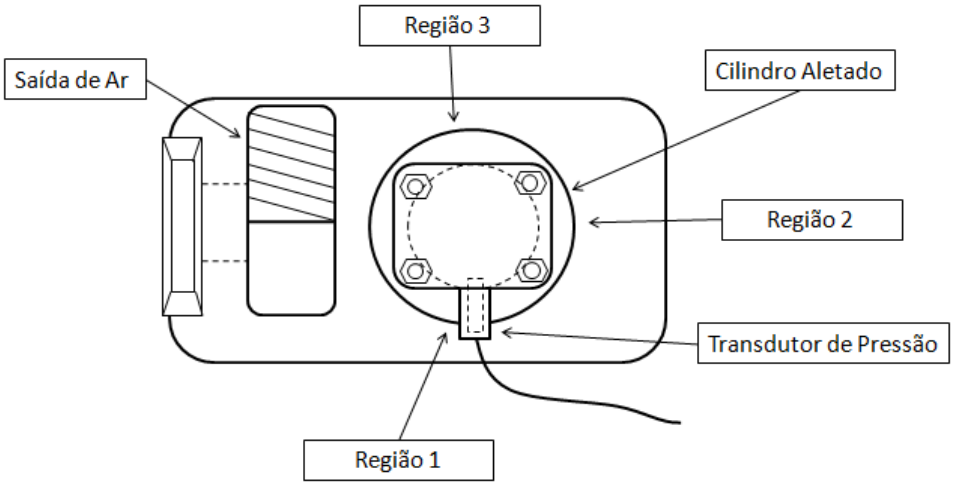


Figura 44: Vista superior das regiões (1, 2 e 3) de medição da velocidade do ar ao redor das aletas do cilindro.

Figura 45: Anemômetro digital modelo MDA-II.

Para verificação do consumo de combustível do motor foi cronometrado, em cada ensaio, o tempo decorrido para a queima de 24 mililitros do combustível.

Realizados os testes com o óleo diesel B S1800, para a substituição do combustível foi realizado o seguinte procedimento: O motor foi colocado em funcionamento e o registro de saída de combustível do tanque para o motor, mostrado

na Figura 46, foi fechado. Dessa forma o motor funcionou até parar por falta de combustível. Então, o tanque foi retirado da bancada, esgotado, lavado, colocado para secar e reinstalado na bancada abastecido com o éster de soja. O registro de saída do tanque foi aberto e as mangueiras do sistema foram preenchidas com biodiesel. Novamente o registro foi fechado e o motor colocado em funcionamento até que todo o biodiesel que preenchia as mangueiras, contaminado com B S1800 residual, fosse queimado. Por último o registro foi reaberto e o sistema estava pronto para ser ensaiado com biodiesel.

Figura 46: Sistema de alimentação de combustível do motor Petter AA1.

3.3. Modelagem Matemática

A taxa total de rejeição de calor ao meio ambiente pela superfície externa do cilindro do motor é dada pela equação 17, onde são somadas as parcelas das taxas de transferência de calor por convecção e radiação.

$$Q_{Total} = Q_{Conv} + Q_{Rad} \quad \textbf{(17)}$$

Cada parcela pode ser obtida conforme as equações 18 e 19:

$$Q_{Conv} = \dot{\int}_{Área} h.\ T_s - T_{ar}\ \ dA \qquad \textbf{(18)}$$

$$Q_{Rad} = \dot{\int}_{Área} \sigma.\epsilon_{(\lambda,T)}.\ T_s{}^4 - T_a{}^4\ \ dA \qquad \textbf{(19)}$$

onde:

$\mathbf{Q_{Total}}$ = taxa total de rejeição de calor ao meio externo [W];

$\mathbf{Q_{Conv}}$ = taxa de rejeição de calor ao meio externo por convecção [W];

$\mathbf{Q_{Rad}}$ = taxa de rejeição de calor ao meio externo por radiação [W];

h = coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m².°C];

T_s = temperatura da superfície analisada [°C, K para radiação];

T_a = temperatura do ambiente [°C, K para radiação];

σ = constante de Stefan-Boltzmann igual a 5,67 x 10^{-8} [W/m².K^4];

ε = emissividade da superfície em análise;

dA = elemento infinitesimal de área [m²].

Para aplicação das equações 18 e 19 deve haver meio de determinação das incógnitas nelas contidas. Nesse momento, já se conhece o valor da emissividade, os dados de temperatura da superfície serão obtidos dos termogramas, a temperatura ambiente é fornecida pela bancada dinamométrica e o elemento de área pode ser substituído pela área aletada total do cilindro para determinação da perda térmica nessa região, ou até mesmo omitido para determinação apenas de um fluxo de calor por unidade de área. Resta então, encontrar um meio de saber qual o valor do coeficiente convectivo a ser usado. Essa questão será tratada a seguir.

3.3.1. Determinação do coeficiente convectivo

Existe uma série de considerações acerca da determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção, uma delas é a caracterização do regime de escoamento do fluido que envolve a superfície. Em convecção natural o movimento do fluido é provocado por meios naturais como o movimento causado pela diferença de densidade do fluido em regiões com variação de temperatura. Já na convecção forçada uma força externa ao escoamento, como a hélice de um ventilador, provoca o movimento do fluido (Çengel, 2002).

O motor Petter AA1 possui sistema de ventilação forçada através de uma hélice fixada na parte traseira do seu eixo. Por um anteparo fixado ao motor, Figura 47, o ar é direcionado para a região aletada do cilindro visando potencializar a dissipação do calor. Para que fosse possível gerar termogramas do cilindro do motor esse anteparo foi removido, diminuindo consideravelmente a velocidade do ar nas aletas.

Figura 47: Anteparo de direcionamento do ar para as aletas.

O coeficiente convectivo varia não somente em função da velocidade, mas também da direção do escoamento, da geometria e rugosidade da superfície e da viscosidade do fluido, resumidamente. Por isso, estabelecer uma solução analítica

para o coeficiente convectivo em uma superfície aletada, como o cilindro do motor Petter AA1 se torna muito complexo. Vários pesquisadores partiram para a determinação experimental de relações que possam determinar o coeficiente convectivo para esse caso.

As relações de Gibson e Thornhill, respectivamente equações 18 e 19, citadas nos trabalhos de Yoshida et al. (2006) e Pulkit et al. (2011), determinam o valor médio do coeficiente convectivo para um cilindro aletado em função da velocidade do ar, espaço entre aletas e comprimento da aleta. Essas relações foram obtidas com base em resulatados experimentais de cilindros aletados de diferentes dimensões geométricas, expostos a variadas velocidades do ar. Ressalta-se que para a equação de Thornhill o espaço entre aletas deve ser tomado no ponto médio do comprimento da aleta.

$$h_{médio} = 241{,}7 \;\; 0{,}0247 - 0{,}00148 \;\; \frac{s^{0,8}}{p^{0,4}} \;\;\; u^{0,73} \qquad \textbf{(20)}$$

$$h_{médio} = 2{,}11 u^{0,73} . p^{0,44} . s^{-0,14} \qquad \textbf{(21)}$$

onde:

$\mathbf{h_{médio}}$ = coeficiente convectivo médio [W/m².°C];

u = velocidade do ar [km/h];

p = espaço entre as aletas [mm];

s = comprimento da aleta [mm].

Embora em um primeiro momento as unidades das expressões acima se mostrem inconsistentes elas são apresentadas como constam nos artigos de referência e, certamente seus coeficientes englobam as conversões de unidades.

Gibson e Thornhill et al. simularam situações para motores em movimento, portanto, usaram velocidades de ar compatíveis com essas condições. Analisando as equações 20 e 21 nota-se que para velocidades nulas (ou tão baixas que dificultem sua medição) o coeficiente convectivo também é nulo.

O trabalho de Yoshida et al. (2006) se diferencia dos anteriormente desenvolvidos por Gibson e Thornhill et al. justamente por considerar a condição de motor estacionário, isto é, nos seus ensaios foram simuladas situações onde não havia ventilação forçada sobre o cilindro aletado, apenas o movimento do ar por diferença de densidade. Yoshida et al. (2006) apresentaram a equação 22, que determina o valor médio do coeficiente convectivo *($h_{médio}$)* para um cilindro aletado em função da velocidade do ar *(u)* e do espaço entre aletas *(p)*.

$$h_{médio} = 2{,}47 - \frac{2{,}55}{p^{0{,}4}} \; u^{0{,}9} + 0{,}0872p + 4{,}31 \qquad \textbf{(22)}$$

novamente:

$h_{médio}$ = coeficiente convectivo médio [W/m².°C];

u = velocidade do ar [km/h];

p = espaço entre as aletas [mm];

Para chegar nesse resultado os autores ensaiaram, em um túnel de vento, um cilindro com aletas circulares, isolado no topo e na base, onde o calor foi fornecido por aquecedor elétrico e termopares instalados em vários pontos entre as aletas forneceram os dados de temperatura. A montagem do experimento pode ser vista na Figura 48.

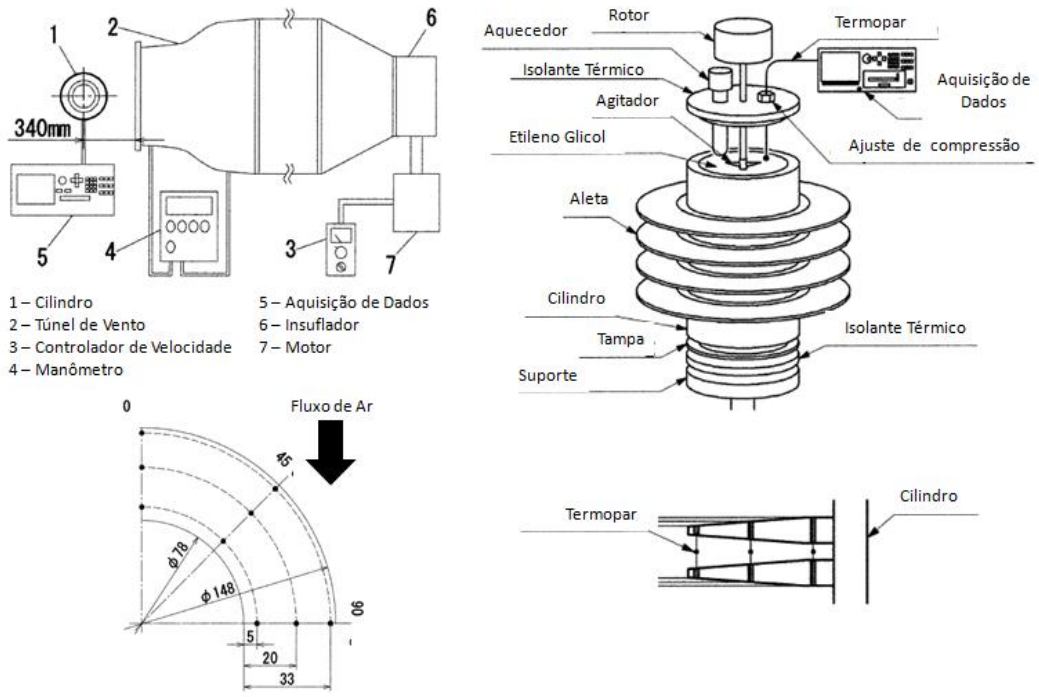


Figura 48: Montagem experimental para o trabalho de Yoshida et al.

Fonte: Traduzido de Yoshida et al.

A Figura 49 apresenta um gráfico comparativo entre as relações de coeficiente convectivo de Yoshida et al., Gibson e Thornhill et al., para espaçamento entre aletas de 7 mm e 20 mm. Em alguns pontos pode-se notar um comportamento semelhante para as curvas, o mesmo não ocorre quando a velocidade é nula.

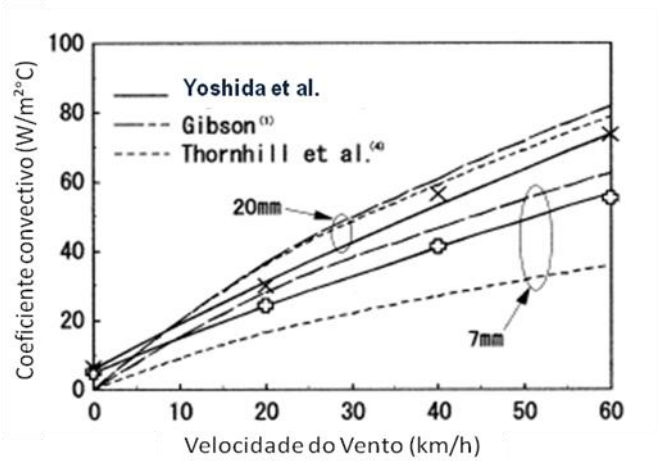


Figura 49: Comparativo entre relações para coeficiente convectivo de Yoshida et al., Gibson e Thornhill et al.

Fonte: Traduzido de Yoshida et al.

É grande a semelhança entre a geometria do cilindro ensaiado por Yoshida et al. (2006) e do cilindro do motor Petter AA1, principalmente pelo fato de usarem aletas circulares, conforme Figura 50, onde as dimensões estão em milímetros. Devido a tal fato, mesmo havendo uma extrapolação no que se refere ao espaço entre aletas, optou-se por usar a equação 22 para determinar o coeficiente convectivo médio em cada ensaio, tendo como dados de entrada a velocidade média do ar ao redor do cilindro medida com o anemômetro MDA-II e o espaçamento entre aletas do motor Petter AA1.

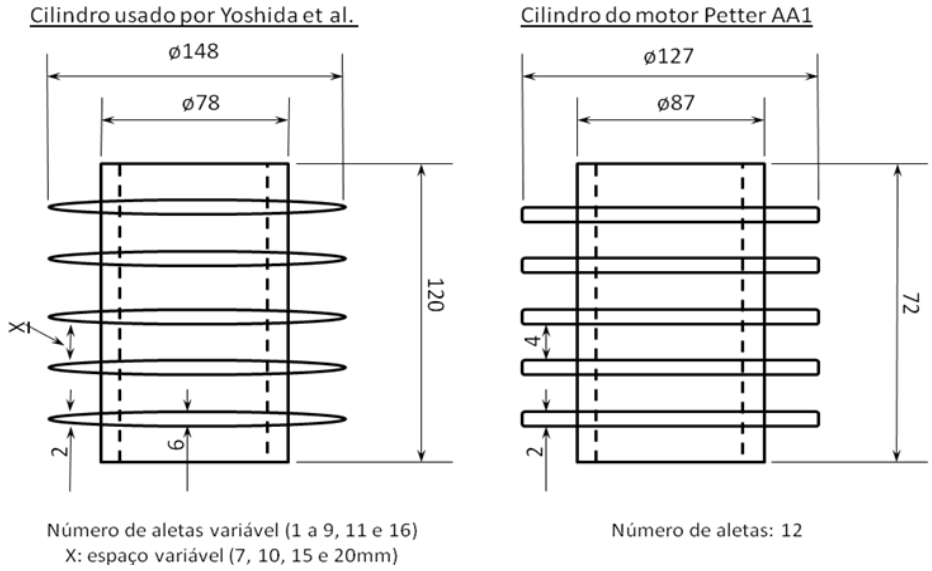


Figura 50: Geometria do cilindro ensaiado por Yoshida et al. e do motor Petter AA1.

3.3.2. Determinação da temperatura da superfície de interesse

O termovisor gera uma imagem em duas dimensões do que é captado por sua lente. Através da comparação da quantidade de energia detectada na faixa infravermelha esse equipamento indica, para cada ponto (pixel) do termograma, uma leitura de temperatura, formando uma matriz com esses valores correspondente à

área selecionada. Ao analisar um termograma deve haver o cuidado de retirar dados somente da região para a qual o termovisor foi ajustado quando da captura da imagem.

A Figura 51 trás um termograma do motor Petter AA1. Em toda a área da imagem, apenas para a região A, vale o valor de emissividade configurado no termovisor. Além disso, dentro dessa região existem áreas como as identificadas por B e C, que devem ser tratadas na análise do termograma. Nesse caso, são tubos de alimentação e retorno de combustível do bico injetor, que por serem rígidos não foi possível retirá-los do campo da imagem.

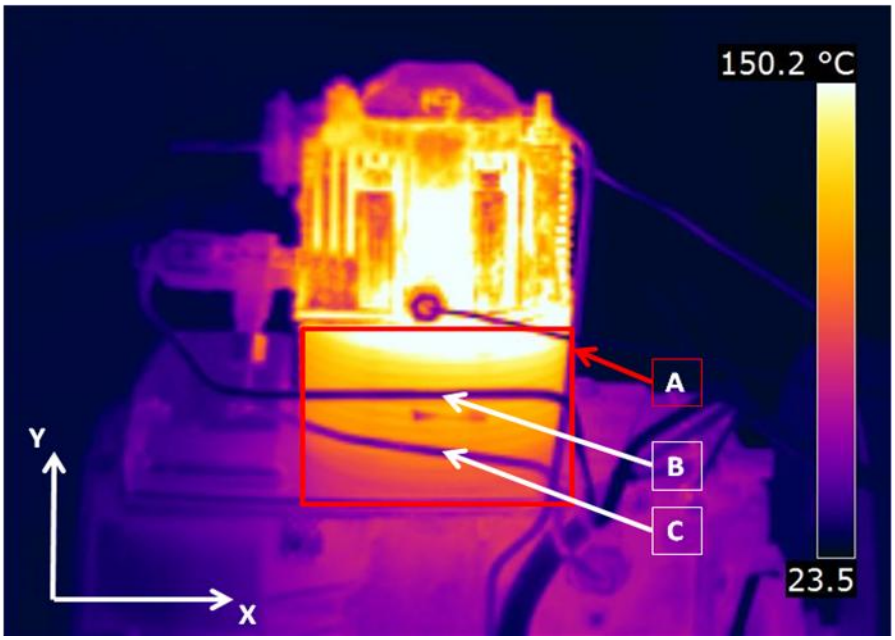


Figura 51: Termograma do motor Petter AA1.

O aplicativo FLIR QuickReport 1.2 permite gerar uma matriz com todos os valores de temperatura dos pontos contidos em uma área do termograma selecionada e exportar os dados para o Microsoft Excel®. Pelas discrepâncias de temperatura é fácil identificar valores que devem ser descartados, como aqueles referentes às regiões B e C da Figura 51. Dentro da região A, considerando um deslocamento ao longo do eixo X, para um mesmo ponto em Y, as temperaturas apresentam pequena

variação. Sendo assim, na matriz de temperaturas gerada, ao se calcular o desvio padrão de cada linha identificam-se rapidamente em quais dessas linhas existem valores que devem ser eliminados por não corresponderem à superfície de interesse.

O valor da temperatura usado para calcular a quantidade de calor rejeitado na superfície aletada foi calculado pela média de todos os valores contidos em uma matriz de 43 linhas e 24 colunas, obtida na região central de cada um dos termogramas gerados nos ensaios, respeitando a valor obtido para a base do plano de medida PL que atenda ao limite do ângulo de visão, Figura 52. Buscou-se essa região por ser a de menor ângulo de visão e que contém todo o comprimento vertical do cilindro. Dessa mesma matriz também foram retirados os valores de temperatura máxima e mínima no cilindro do motor em todas as condições ensaiadas.

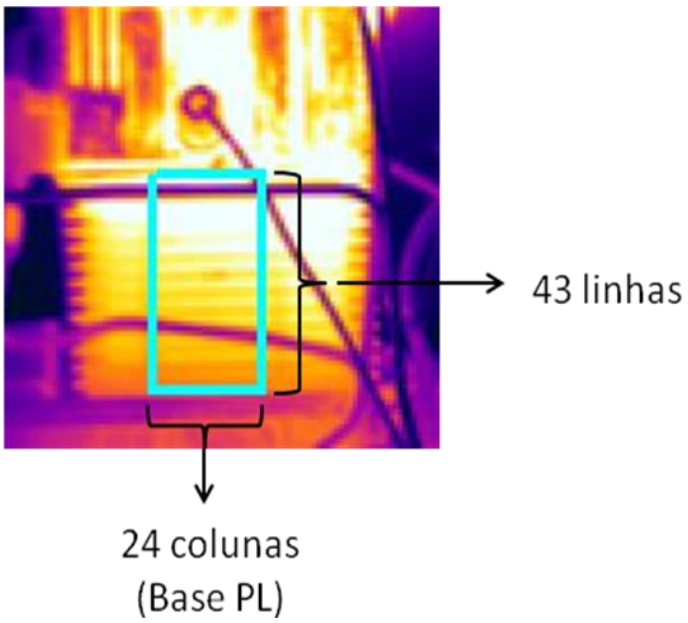


Figura 52: Região base para geração da matriz de temperaturas

A matriz de temperaturas da região selecionada permite obtenção de 1032 valores para calculo da temperatura média no cilindro, contemplando todo o comprimento vertical do cilindro, ao longo do qual se notam as maiores variações de temperatura.

4. RESULTADOS E DISCUÇÕES

4.1. Desempenho do Motor Utilizando Óleo Diesel e Biodiesel

Na Figura 53 são apresentadas as curvas de potência e torque desenvolvidos pelo motor. Foram utilizados os valores médios das réplicas dos ensaios em cada regime de operação.

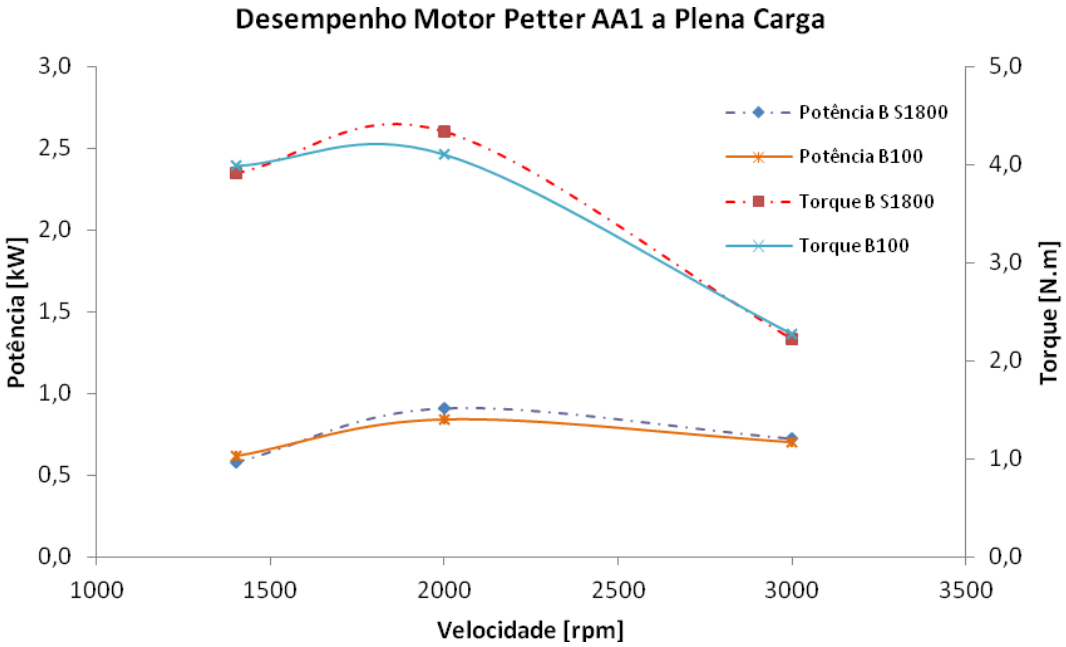


Figura 53: Desempenho do motor a plena carga utilizando diesel (B S1800) e éster etílico de soja (B100)

As curvas de potência e torque apresentadas nessa figura foram geradas a partir dos dados coletados nos ensaios com rotação constante. Portanto, são curvas de tendência referenciadas nos pontos de 1400, 2000 e 3000 revoluções por minuto.

Heywood (1988) diz que os dados de pressão interna do cilindro podem ser usados para calcular o trabalho transferido dos gases em expansão para o pistão. Ainda segundo o mesmo autor, os valores de torque do motor mensuram sua

capacidade de realizar trabalho, sendo que a potência corresponde à taxa na qual esse trabalho é realizado. Assim, a pressão interna no cilindro relaciona-se estreitamente com o torque e a potência desenvolvida pelo motor. O comportamento da pressão dentro do cilindro observada nos ensaios para cada velocidade de rotação é apresentado na Figura 54. Comparando os picos de pressão com as curvas de troque e potência nota-se a mesma tendência evolutiva com o aumento da rotação, principalmente no que refere à comparação entre os combustíveis. Objetivando a melhor visualização dos picos de pressão os valores foram limitados entre -60º e 60º do ângulo de giro da manivela.

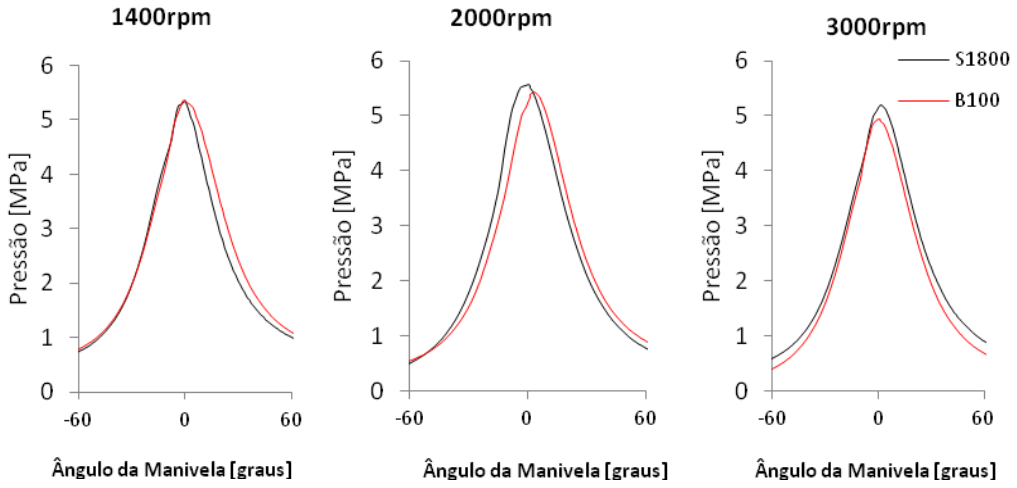


Figura 54: Pressão interna em função do ângulo de giro da manivela.

Durante a desmontagem do motor para manutenção antes dos ensaios notou-se a ausência do anel responsável pela lubrificação e retirada de excesso de óleo entre cilindro e pistão, Figura 55. Com isso, pode ocorrer a presença de óleo lubrificante no cilindro, prejudicado o processo de combustão e resultando em redução de potência. Um indício desse fato é a emissão de fumaça escura que se notou durante os ensaios.

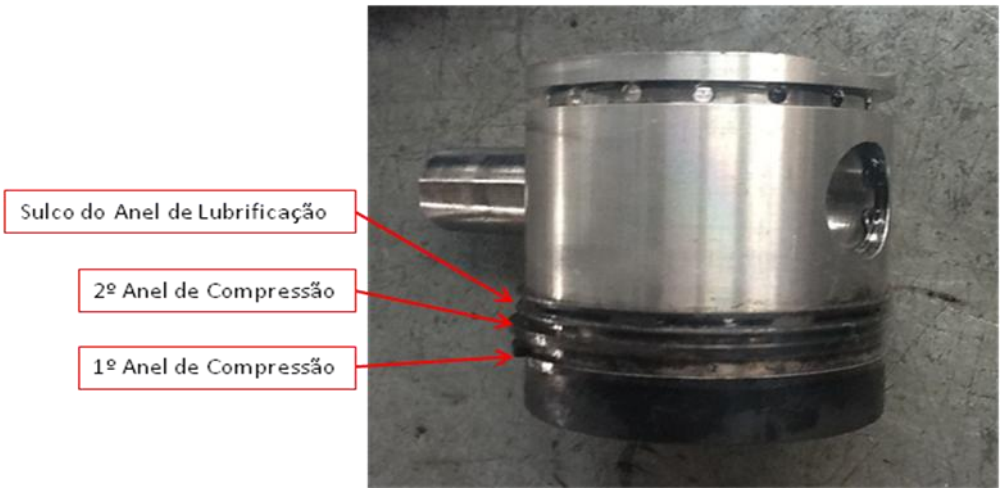


Figura 55: Pistão e anéis do motor Petter AA1.

As reduções de potência e torque quando do uso o B100 em relação ao B S1800 eram esperadas, principalmente pelo menor poder calorífico do biodiesel. De acordo com o trabalho de Knothe et al. (2005) a maior viscosidade do biodiesel provoca uma atomização pobre durante o processo de injeção do combustível o que provoca redução na potência. Bueno (2006) e Corrêa, et al. (2008) registraram redução de potência na adição e substituição do óleo diesel por biodiesel. Knothe et al. (2005) dizem que o uso do biodiesel reduz em aproximadamente 8,4% a potência do motor em relação ao óleo diesel. As diferenças percentuais da potência observadas nos ensaios com o motor Petter AA1 quando se usa o biodiesel em relação ao óleo diesel são apresentadas na Tabela 8, onde valores negativos indicam redução da potência do B100 frente ao B S1800.

Tabela 8: Diferença percentual média da potência utilizando biodiesel em relação ao óleo diesel

	1400rpm	2000rpm	3000rpm
Diferença Percentual	+ 6,3%	- 7,8%	- 3,3%

Somente a 1400rpm o biodiesel apresentou maior potência em relação ao óleo diesel. Atribui-se a tal fato sua eficiência térmica nessa rotação ter sido muito maior

que a do B S1800 nas outras rotações, de acordo com a Figura 56. A 2000 e 3000rpm a diferença entre as eficências térmicas dos combustíveis diminui, e mesmo o biodiesel continuando a apresentar melhor resultado nesse parâmetro, com o óleo diesel a potênica foi mais elevada.

O motor Petter AA1 foi mais eficiente na conversão de energia quando alimentado com o biodiesel nas três rotações ensaiadas. Nota-se que a eficiência térmica diminui com o aumento da rotação, exceto para o óleo diesel a 2000rpm, justamente a condição de ensaio onde o motor apresentou o melhor desempenho.

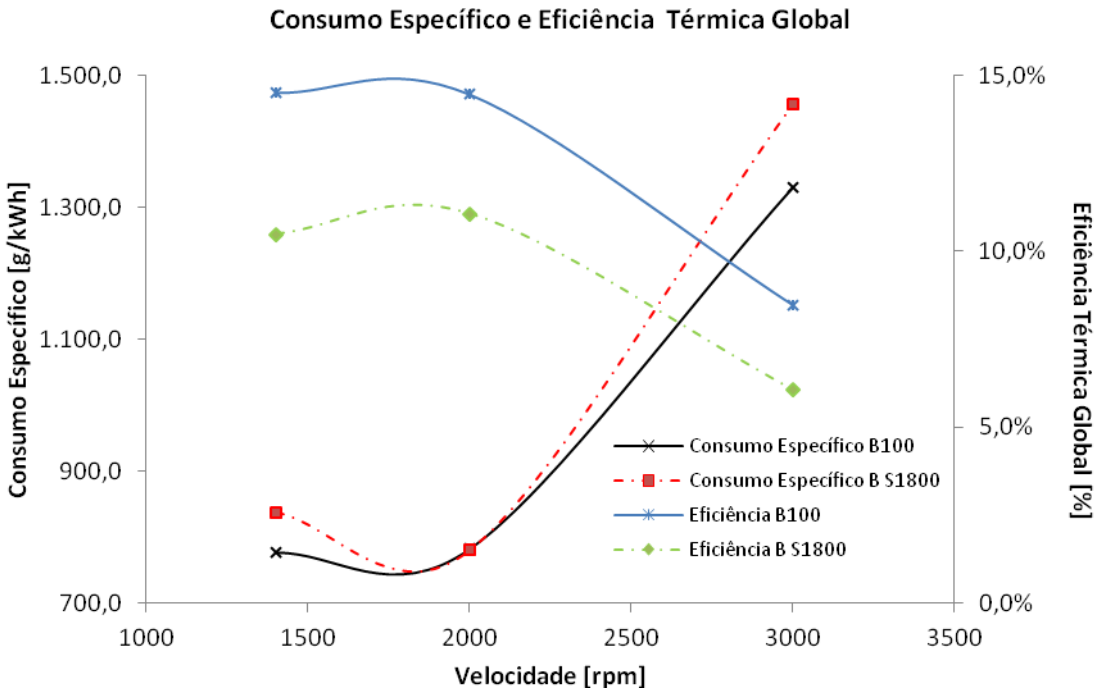


Figura 56: Consumo específico e eficiência térmica em função da rotação.

Analisando as curvas de consumo específico, ainda na Figura 56, observa-se que a 2000rpm os dois combustíveis apresentam resultados muito próximos. Isso significa que nesse regime de operação para uma unidade de massa de cada combustível o motor desenvolveu-se aproximadamente a mesma potência. No entanto, com o óleo diesel o consumo de combustível apresentado na Figura 57 foi maior, e esse fator associado ao seu maior conteúdo energético resultou em mais potência no motor. Apesar da diferença no consumo aumentar ainda mais a 3000rpm,

nessa rotação o consumo específico do óleo diesel volta a subir em relação ao biodisel fazendo com que a diferença percentual entre as potências diminua novamente.

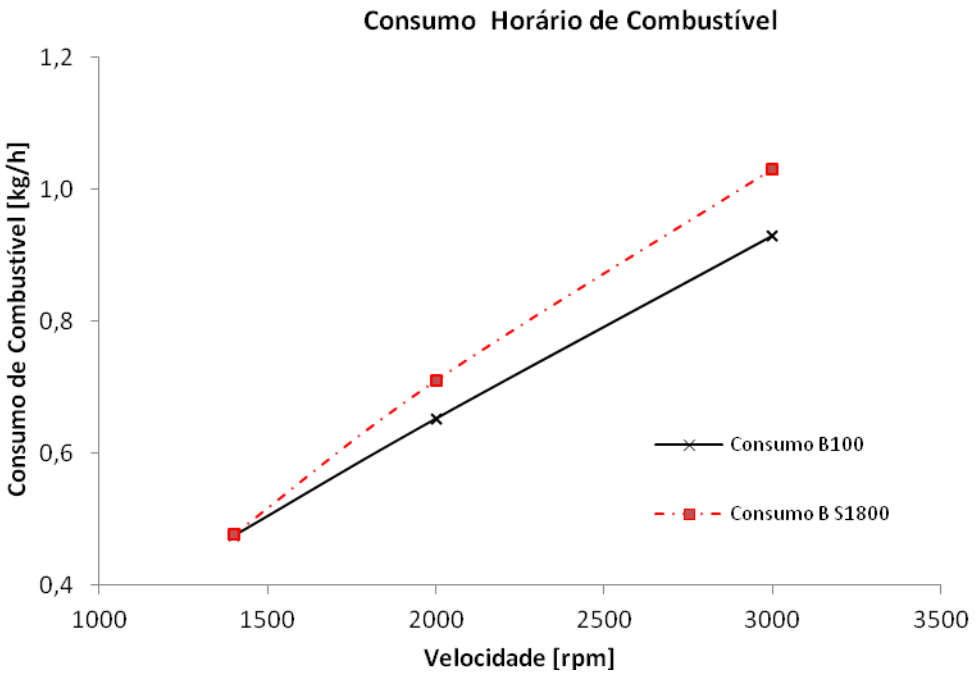


Figura 57: Consumo horário de combustível em função da rotação.

4.2. Análise da Perda Térmica no cilindro do Motor

A seguir serão apresentados os valores para o calor rejeitado através da superfície aletada, obtidos com a metodogia descrita anteriormente. Considerou-se a área externa aletada do cilindro, calculada através das dimensões mostradas na Figura 50, sendo aproximadamente 0,183 m². Exclui-se a base e o topo do cilindro por não estarem expostos ao ar externo.

Os coeficientes convectivos médios da Tabela 9 foram obtidos a partir dos coeficinetes convectivos calculados para cada réplica de ensaio em cada região de medição da velocidade do ar ao redor das aletas. Os valores medidos para a velocidade do ar podem ser consultados no Anexo I. Como relatado anteriormente, o

motor possui sistema de ventilação forçada que teve sua eficácia alterada devido à retirada do anteparo que direciona o ar para as aletas.

Tabela 9: Coeficiente convectivo médio para superfície aletada do cilindro do motor.

	$h_{médio}$ [W/m².°C]	
	B100	**B S1800**
1400rpm	5,21	5,12
2000rpm	5,24	5,46
3000rpm	5,70	6,18

De acordo com a Tabela 10, onde são apresentados os valores absolutos da perda de calor no cilindro e percentuais em relação à energia fornecida para o biodiesel, verfica-se que essa perda diminui com o aumento do rotação. A 1400 rpm tem-se maior rejeição de calor chegando a mais de 7% em relação à energia fornecida na pequena área correspondente à região aletada do cilindro. Para o biodiesel, o valor absoluto da perda não acompanhou o aumento da energia fornecida pelo combustível. Pode-se dizer que a queda de eficiência quando a rotação aumenta, indica elevação de deficiência no processo de combustão fazendo que, proporcionalmente, menos energia seja liberada.

Tabela 10: Perda energética no cilindro, potência e energia fornecida ao motor utilizando B100 – valores absolutos e percentuais.

	1400rpm		**2000rpm**		**3000rpm**	
	[W]	**[%]**	**[W]**	**[%]**	**[W]**	**[%]**
Q_0	4232,03	100,00	5807,64	100,00	8269,23	100,00
Potência	613,97	14,51	839,31	14,45	699,10	8,45
Q_{conv}	109,00	2,58	106,36	1,83	110,91	1,34
Q_{rad}	215,57	5,09	205,85	3,54	192,15	2,32
Q_{total}	324,57	7,67	312,21	5,37	303,06	3,66

A Tabela 11 apresenta os dados para o óleo diesel. Assim como para o biodiesel o valor percentual da perda no cilindro cai quando a rotação aumenta. Para

os dois combustíveis o regime onde se constata maior perda absoluta de calor no cilindro coincide com o ponto de maior eficiência.

Tabela 11: Perda energética no cilindro, potência e energia fornecida ao motor utilizando B S1800 – valores absolutos e percentuais.

	1400rpm		2000rpm		3000rpm	
	[W]	[%]	[W]	[%]	[W]	[%]
Q_0	5533,92	100,00	8231,07	100,00	11940,00	100,00
Potência	577,69	10,44	910,08	11,06	722,69	6,05
Q_{conv}	104,11	1,88	114,20	1,39	119,78	1,00
Q_{rad}	207,59	3,75	214,92	2,61	192,68	1,61
Q_{total}	311,69	5,63	329,11	4,00	312,46	2,61

O calor rejeitado por radiação para ambos os combustíveis é praticamente duas vezes maior do que aquele rejeitado por convecção. Em se tratando de motor estacionário o coeficiente convectivo é baixo e, adicionalmente, a radiação é proporcional à quarta potência do diferencial de temperatura, onde essa forma de troca de calor se torna mais significativa.

Dentre outros fatores, o valor absoluto de calor rejeitado depende da quantidade de energia fornecida ao sistema. Em todos os ensaios os valores médios de energia fornecida ao motor (Q_0) são maiores para o óleo diesel, sendo as diferenças iguas a 1301,89 W, 2423,43 W e 3670,77 W a mais em relação ao biodiesel na ordem crescente de rotação. Mediante esses valores poderia se supor que a rejeição de calor com o diesel seria muito maior do que com o biodiesel, mas isso não ocorre, indicando que o uso biodiesel aumenta a rejeição de calor pelas paredes do cilindro.

A análise comparativa da perda energética no cilindro usando os dois combustíveis, baseada somente nos valores absolutos, é influenciada pelas diferenças inerentes ao uso desses combustíveis como, por exemplo, viscosidade, densidade e poder calorífico e também pelas condições variáveis do ambiente como a temperatura

do ar. Torna-se mais interessante a comparação percentual da energia dissipada no cilindro do motor em relação à energia total que entra no ciclo através do combustível. Quando se compara os percentuais de perda energética é possível observar uma tendência clara de maior perda com o uso do biodiesel, Figura 58.

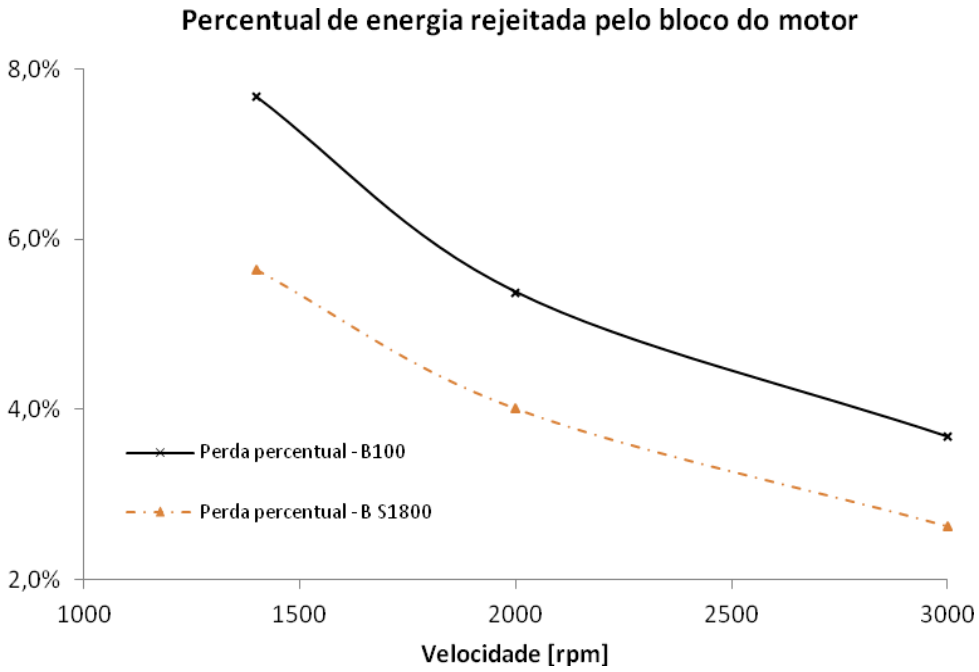


Figura 58: Percentual de energia rejeitada pelo cilindro do motor em função da rotação.

A diminuição do percentual de energia rejeitada pelo cilindro na medida em que a rotação aumenta se deve ao fato de que, apesar da elevação da turbulência no interior do cilindro favorecer a troca térmica, com a maior velocidade dos gases há menos tempo para que ocorram tais trocas.

Em relação ao maior percentual de rejeição de calor quando se usa biodiesel pode-se dizer que, conforme relatado anteriormente por Bueno (2006), o aumento da turbulência dentro do cilindro provocado pela maior viscosidade do biodiesel frente ao óleo diesel favorece as trocas térmicas com as fronteiras metálicas pelo aumento do coeficiente convectivo. Também pode haver, para o biodiesel, contribuições relativas aos diferentes produtos da combustão em relação ao diesel, que aumentem a

transferência de calor para as paredes internas do cilindro, principalmente por radiação. No entanto, essa verificação não foi incluída no escopo desse trabalho.

Os valores percentuais para a energia rejeitada ao ambiente registrados nesse trabalho são coerentes com os apresentados por Ferguson e Kirkpatrick (2001) e Pulkrabek (1997). O primeiro autor trás valores entre 2,6% e 9,2% e o segundo relata variações entre 2% e 10%. Tais autores usaram o balanço energético completo do motor para calcular o quanto se rejeita ao ambiente, portanto, não usaram medidas diretas dessa parcela. Com isso, seus resultados consideram toda a superfície externa do motor, diferentemente do que foi abordado nesse trabalho, onde os valores apresentados correspondem somente à área aletada do cilindro. Entretanto, ressalta-se que fora da região externa do cilindro e cabeçote a temperatura da carcaça diminui consideravelmente (de 140ºC para 65ºC em média no caso do motor Petter AA1), diminuindo também a quantidade de calor transferido ao ambiente, sendo assim de baixo impacto no percentual total de rejeição.

Considerando a superfície externa da carcaça do motor, a região do cilindro é a mais crítica em relação à temperatura. O fluxo de calor por unidade de área nas aletas do cilindro é apresentado na Tabela 12. Como se pode notar, o calor rejeitado por unidade de área é da ordem de 1700 W/m². A evolução desse parâmetro é a mesma daquela apresentada nas Tabela 10 eTabela 11, já que apenas foi retirado do seu cálculo o termo referente á área total aletada do cilindro (aproximadamente 0,183 m²).

Tabela 12: Fluxo de calor por unidade de área nas aletas do cilindro.

	Fluxo médio de calor [w/m²]	
	B100	**B S1800**
1400rpm	1774,05	1703,66
2000rpm	1706,52	1798,89
3000rpm	1656,49	1707,89

4.3. Estudo do Comportamento das Temperaturas Medidas nos Ensaios

Dados de temperatura foram coletados para o ar ambiente e gases de exaustão através de termopares instalados na bancada dinamométrica e temperaturas do cilindro do motor através do termovisor. A análise dos níveis e do comportamento da temperatura nesses pontos torna-se importante para a comparação da perda de calor no cilindro. A Tabela 13 trás os valores dessas temperaturas para os dois combustíveis. Nessa tabela “T.C.” indica temperatura na região aletada do cilindro do motor.

Tabela 13: Temperaturas medidas do ambiente, cilindro do motor e gases de exaustão utilizando óleo diesel e biodiesel.

	1400rpm		2000rpm		3000rpm	
[°C]	**B100**	**B S1800**	**B100**	**B S1800**	**B100**	**B S1800**
T. Ambiente	28,5	29,1	28,2	28,1	27,6	28,6
T. C. Máxima	150,2	150,2	150,2	150,2	150,2	150,2
T. C. Mínima	113,0	106,6	105,9	107,9	94,6	97,9
T. C. Média	142,8	140,2	139,2	142,4	133,9	134,6
T. Gases	389,4	439,3	417,9	520,2	344,4	524,6

Ao se traçar a variação das temperaturas médias e mínimas no cilindro do motor com a rotação, Figura 59, nota-se comportamento semelhante entre essas duas variáveis. O biodiesel apresenta uma redução contínua na medida em que se aumenta a rotação. Já para o óleo diesel a 2000rpm há uma elevação dessas temperaturas e depois uma redução a 3000rpm, chegando próximo aos valores para o biodiesel, porém ainda superior a estes. Os pontos máximos das curvas de temperatura média e mínima também correspondem ao regime de máxima eficiência térmica para cada combustível.

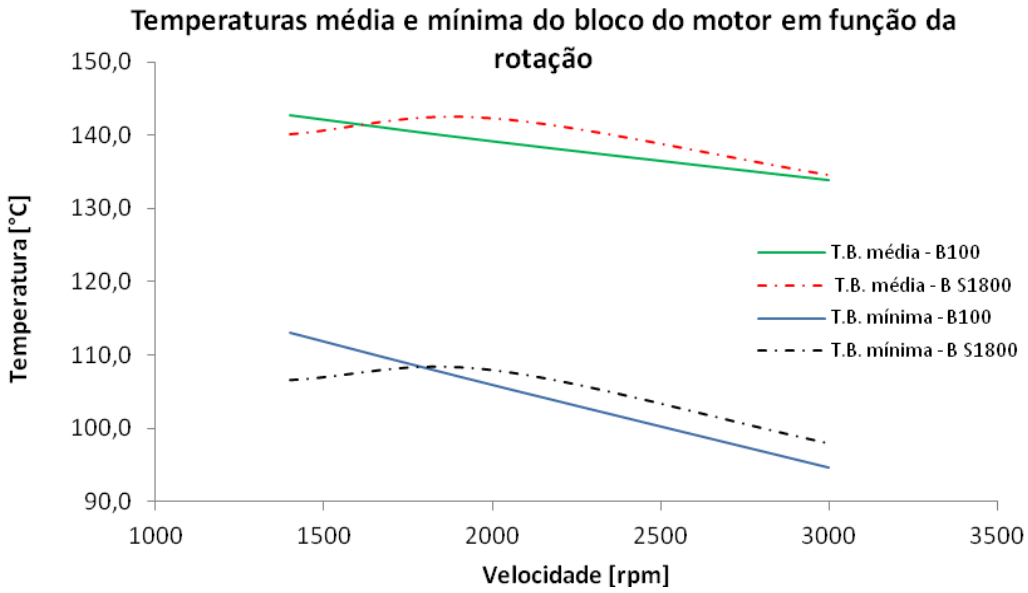


Figura 59: Comportamento das temperaturas médias e mínimas do cilindro do motor em função da rotação.

A temperatura máxima não varia nos ensaios, independentemente do combustível usado. Com o motor em regime de operação estável, pelas condições construtivas do mesmo que condicionam a troca térmica do interior do cilindro para a superfície externa, existe uma temperatura máxima não variável de 150,2°C, que nesse caso não foi afetada pelas diferenças físico-químicas provenientes da queima dos combustíveis.

Com o motor a 1400rpm, a diferença que se nota na Figura 60 é uma área ligeiramente maior no cilindro do motor com temperatura máxima quando se queima o biodiesel. Os retângulos verdes demarcam a região aletada utilizada para coleta dos dados de temperatura e na cor cinza visualizam-se a regiões com temperatura máxima de 150,2°C. Observando atentamente as isotérmicas em temperatura máxima, tem-se que para o biodiesel existem áreas mais afastas verticalmente da câmara de combustão que apresentam temperatura máxima.

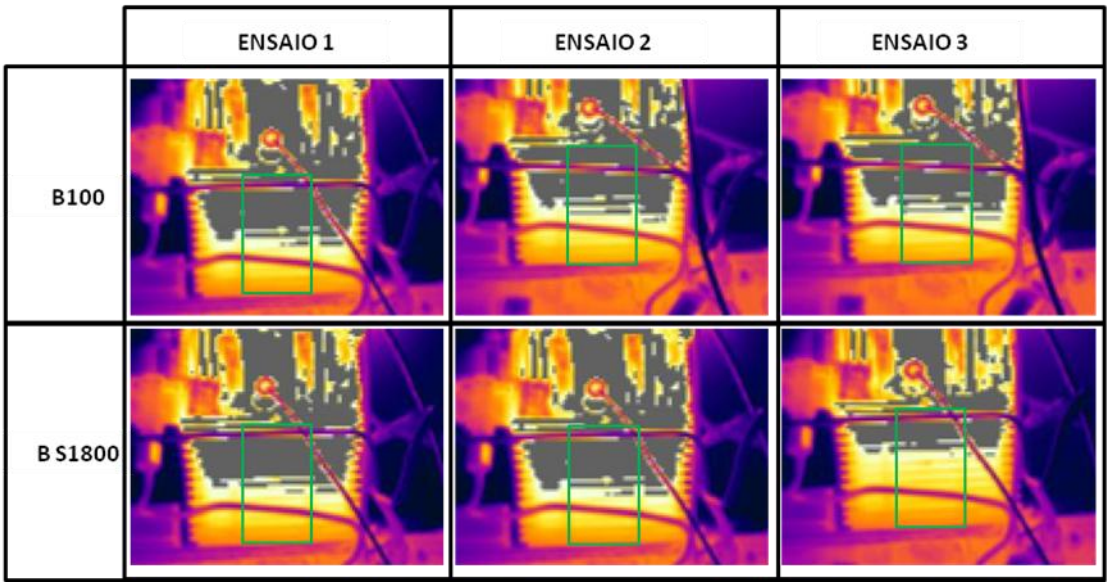


Figura 60: Termogramas com regiões isotérmicas de temperatura máxima no cilindro do motor operando a 1400rpm.

Esse fenômeno fica mais evidente na Figura 61, que mostra como a temperatura varia na medida em que se distancia verticalmente da câmara de combustão. As linhas tracejadas correspondem aos ensaios com óleo diesel. A exceção do ensaio 2, a temperatura ao longo do eixo vertical do cilindro do motor para o óleo diesel começa a diminuir antes do ponto onde se nota a primeira variação para o biodiesel. Isso indica maior fluxo de calor por condução pelas paredes do cilindro, elevando a temperatura de áreas mais distantes da câmara de combustão quando se queima biodiesel nesse regime de operação.

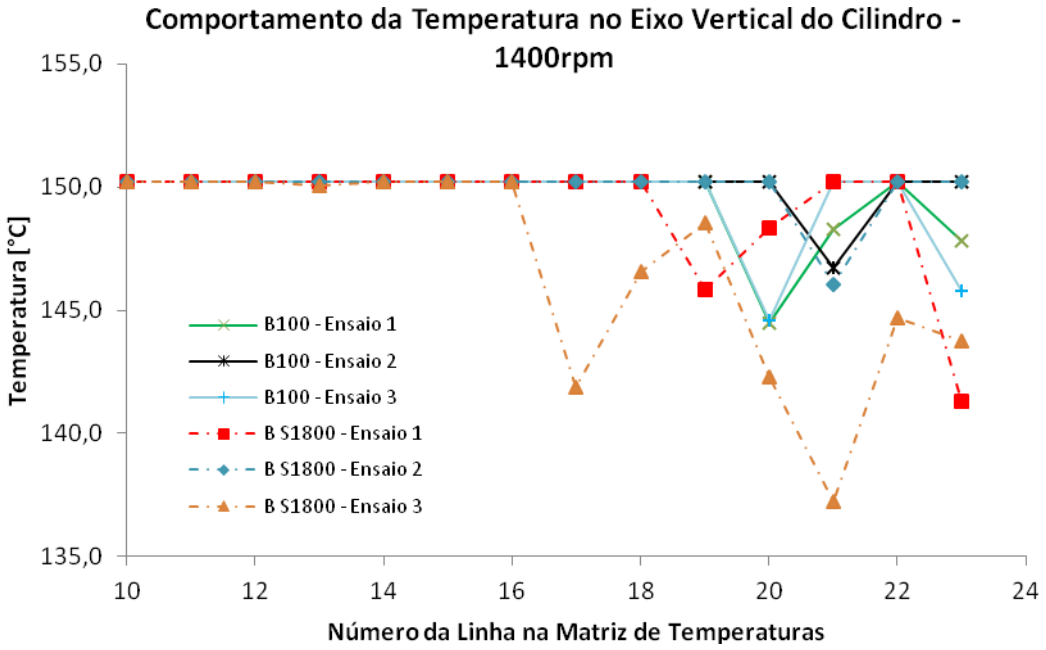


Figura 61: Comportamento da temperatura no cilindro do motor a 1400rpm quando se afasta verticalmente da câmara de combustão.

Assim como ocorreu com as temperaturas média e mínima, a 2000rpm e 3000rpm também há uma inversão no cenário quando se trata da área do cilindro com temperatura máxima, com exceção do ensaio 3 com biodiesel a 3000rpm. Agora, para essas rotações notam-se regiões com temperatura máxima mais distantes verticalmente da câmara de combustão quando se queima o óleo diesel. Os termogramas da para as rotações de 2000rpm e 3000rpm são apresentados nas Figura 62 e Figura 63, respectivamente.

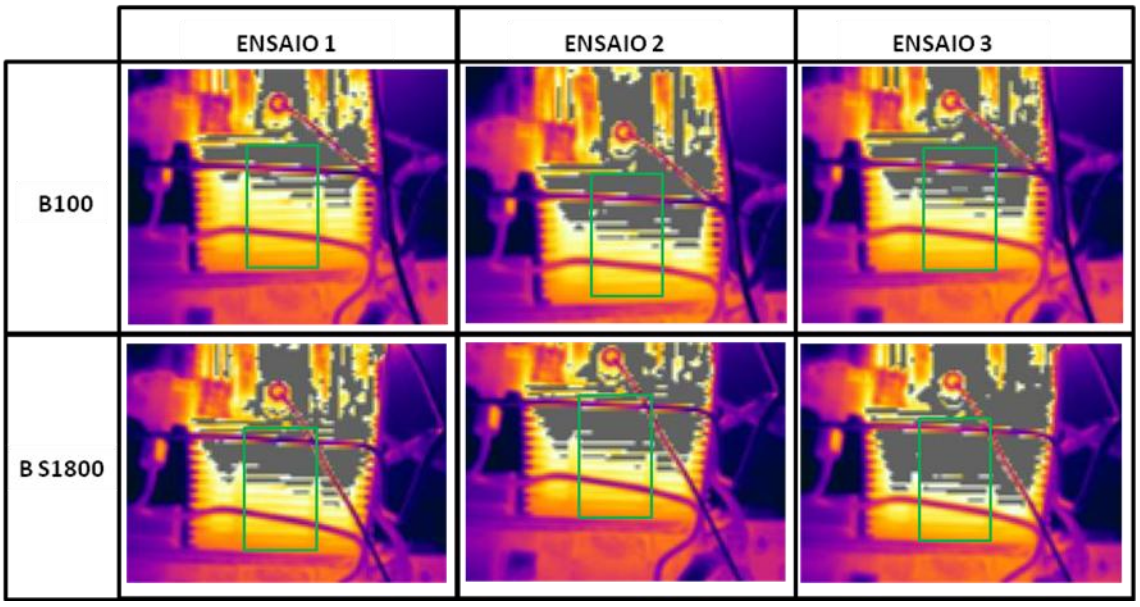


Figura 62: Termogramas com regiões isotérmicas de temperatura máxima no cilindro do motor operando a 2000rpm.

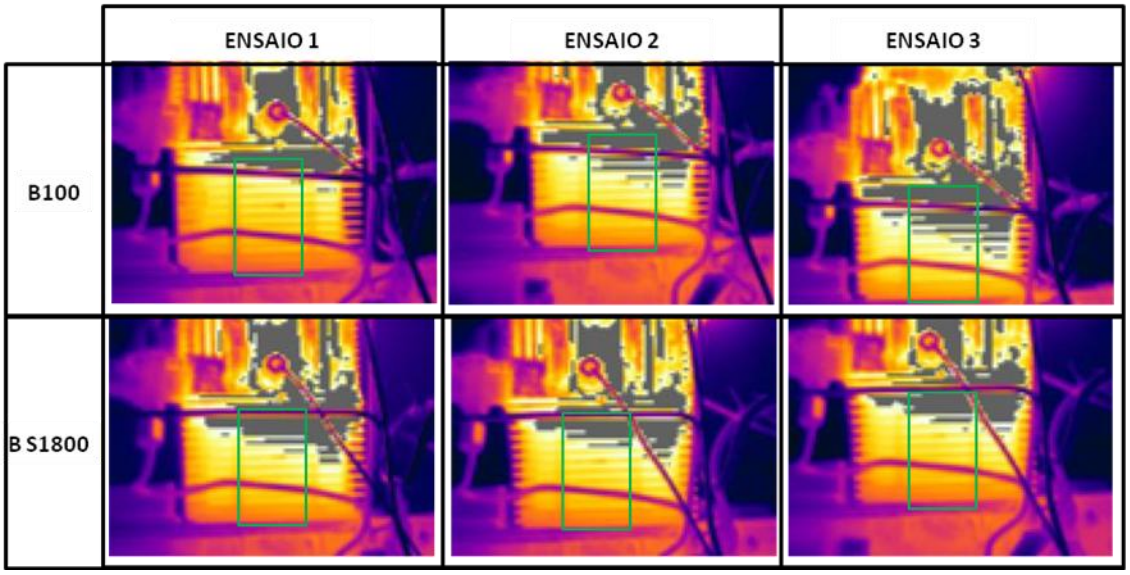


Figura 63: Termogramas com regiões isotérmicas de temperatura máxima no cilindro do motor operando a 3000rpm.

A 2000rpm no primeiro ensaio com biodiesel nota-se que à medida que se afasta verticalmente da câmara de combustão a temperatura começa a diminuir antes, se comparada aos ensaios com diesel, Figura 64. O mais longo deslocamento vertical no cilindro sem queda de temperatura é observado no ensaio 3 usando óleo diesel.

Além disso, nas curvas referentes ao biodiesel existem maiores variações de queda de temperatura.

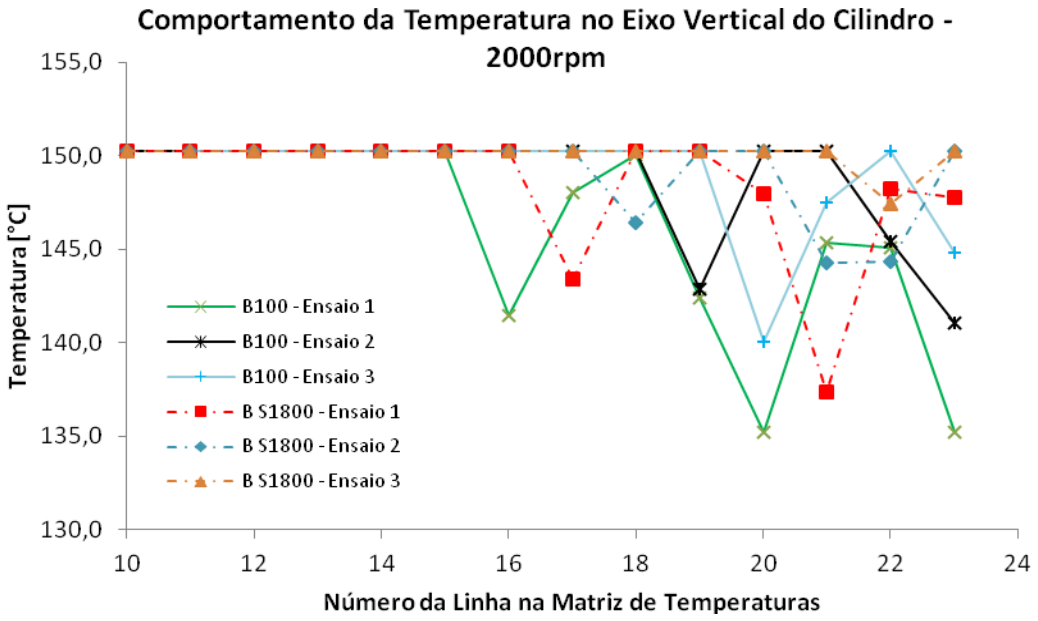


Figura 64: Comportamento da temperatura no cilindro do motor a 2000rpm quando se afasta verticalmente da câmara de combustão.

Com o aumento de rotação do motor para 3000rpm as quedas de temperatura são maiores para os dois combustíveis e nota-se esse evento em pontos mais próximos da câmara de combustão, como se nota na Figura 65. Pela proximidade da saída de ar do sistema de ventilação forçada com as aletas e, pelo aumento do coeficiente convectivo com a rotação do motor, pode-se afirmar que, mesmo com a remoção do anteparo direcionador de ar, houve influência desse sistema na troca témica com o ambiente.

Maiores variações são observadas no ensaio 1 utilizando biodiesel, o que condiz com a pequena área com temperatura máxima mostrada no termograma desse ensaio na Figura 63. Nessa rotação, o maior deslocamento vertical sem queda na temperatura acontece no ensaio 3 também utilizando biodiesel.

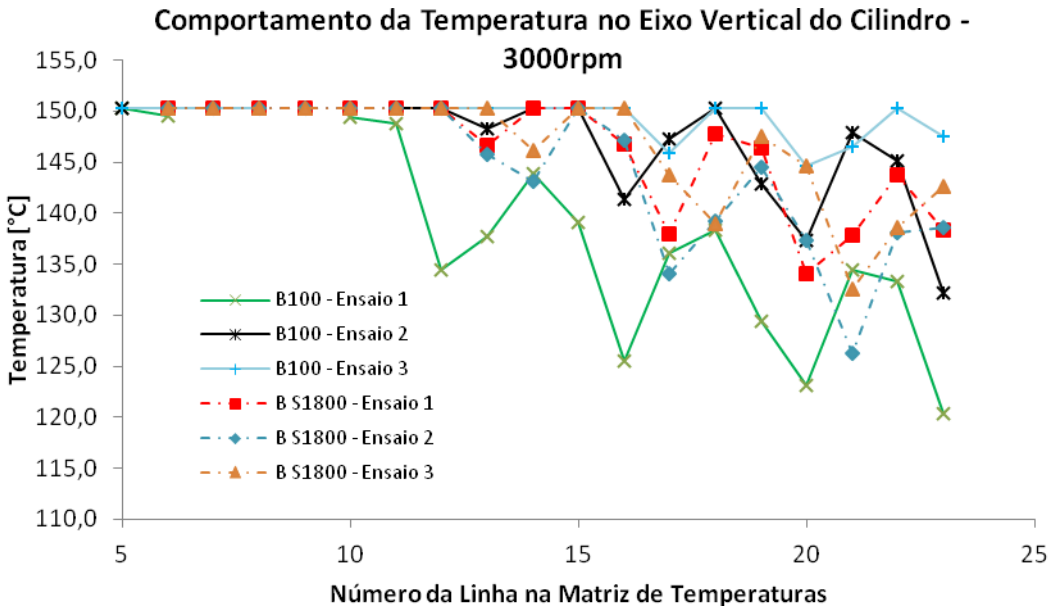


Figura 65: Comportamento da temperatura no cilindro do motor a 3000rpm quando se afasta verticalmente da câmara de combustão.

Em média, o biodiesel apresentou menor temperatura para os gases de exaustão em relação ao óleo diesel. Essa temperatura aumenta com a rotação para os dois combustíveis sendo que para o biodiesel nota-se um comportamento aproximadamente linear.

Segundo Hazar (2009), o aumento da temperatura dos gases de exaustão é um indicativo de que menos calor está sendo transferido às paredes internas do cilindro, diminuindo a energia rejeitada pelo cilindro. Na Figura 66 são apresentadas a temperatura dos gases de exaustão e novamente a perda percentual de energia no cilindro. Para os dois combustíveis fica claro as tendências contrárias entre essas variáveis, como dito por Hazar (2009), já que se observa o aumento da temperatura dos gases no escapamento a velocidades mais altas, enquanto a perda percentual diminui.

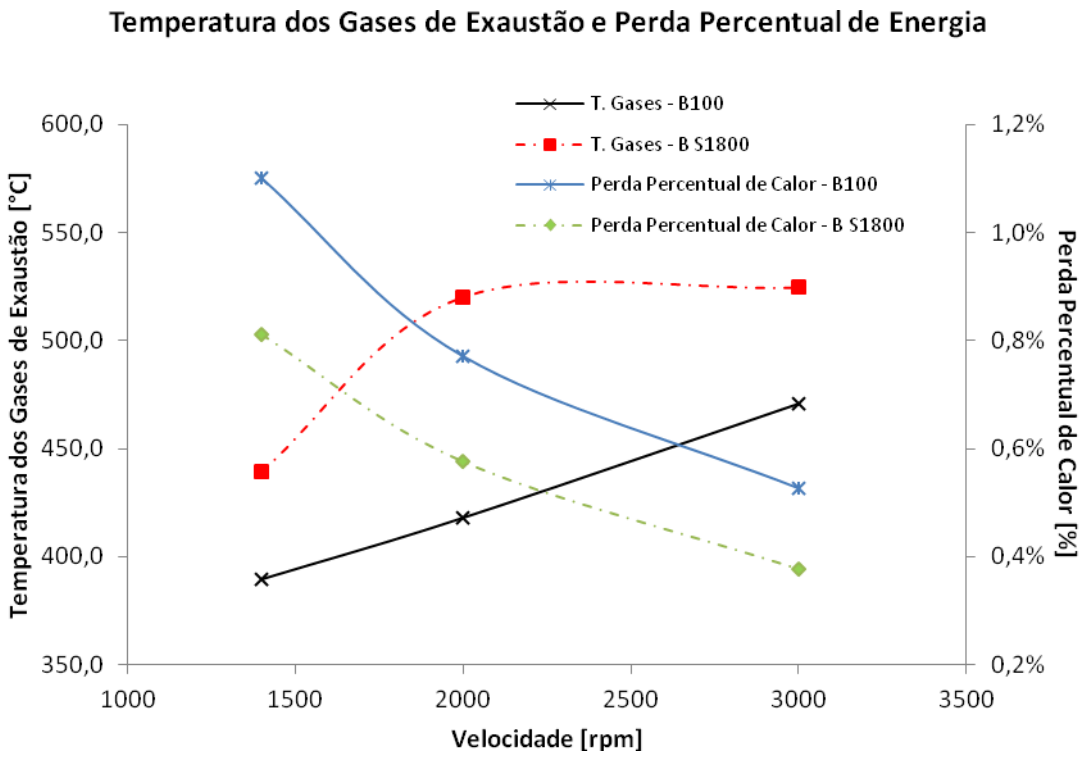


Figura 66: Temperatura dos gases de exaustão e perda percentual de calor no cilindro do motor.

5. CONCLUSÕES

Nesse trabalho foram ensaiados em um motor de ignição por compressão o óleo diesel B S1800 e o éster etílico de soja B100 de forma a verificar diferenças na quantidade de calor rejeitada através do cilindro do motor. Utilizou-se uma câmera termográfica para obtenção de termogramas da região de interesse do estudo que corresponde à parte externa aletada do cilindro.

Os termogramas mostraram que, independente do regime de operação e do combustível utilizado, a temperatura máxima observada na região estudada não se altera, estabilizando sempre a 150,2°C. Contudo, existem variações na área da superfície aletada do cilindro que apresenta temperatura no nível máximo. A respeito de tal comportamento, pode-se dizer que pelas condições de transferência de calor do interior da câmara de combustão para a superfície externa e, através da atuação do sistema de refrigeração, existe uma temperatura máxima estável na superfície externa do cilindro. O efeito que se aprecia quando é necessário rejeitar mais calor ao meio externo é o aumento da área com temperatura máxima.

Pelas condições de operação como rotação, quantidade e tipo de combustível consumido, além das propriedades dos materiais que constituem os componentes do motor existem variações na quantidade de calor rejeitado no cilindro. Considerando apenas a superfície externa da carcaça do motor excluindo, portanto, os dutos de escapamento, a região do cilindro é a mais crítica no que se refere à temperatura elevada. Nessa superfície o calor médio rejeitado ao ambiente foi da ordem de 1700 W/m² para todas as configurações ensaiadas. Para um motor com aspectos construtivos semelhantes aos do motor Petter AA1, esse valor pode ser usado para uma estimativa rápida da quantidade de calor que se rejeita em função da área externa total dos cilindros.

O aumento da velocidade de rotação do motor provoca maior turbulência da carga no interior do cilindro, fato que favorece a troca de calor com as paredes do

cilindro pela elevação do coeficiente convectivo. Porém, com maior velocidade existe menos tempo para o processamento das trocas de calor e essa condição superou a contribuição do aumento da turbulência fazendo com que, relativamente à quantidade de energia fornecida ao motor, houvesse menos rejeição de calor pelo cilindro na medida em que se aumenta a velocidade, contribuindo para a elevação da temperatura dos gases de exaustão.

Considerando a energia química fornecida ao motor pelo combustível, foi possível concluir que o biodiesel apresentou maior percentual de perda energética através do cilindro do motor nas três rotações ensaiadas. Os valores percentuais máximos da energia rejeitada em relação à energia total fornecida pelo combustível foram de 7,67% para o biodiesel e 5,63% para o óleo diesel, a 1400rpm. À condição de maior viscosidade do biodiesel associa-se o resultado obtido, pelo favorecimento da troca térmica convectiva no interior do cilindro. Já os menores percentuais de rejeição foram observados a 3000rpm, sendo 3,66% para o biodiesel e 2,61% para o óleo diesel.

Ao menos pela análise da superfície externa do cilindro do motor, não houve alteração significativa da temperatura que justificasse a necessidade de adaptações no sistema de refrigeração dos motores pela simples substituição do óleo diesel pelo biodiesel, principalmente por não haver elevação da temperatura máxima nessa região.

O emprego da termografia mostrou-se prático e eficiente dispensando a montagem de aparatos na carcaça do motor. Com um ajuste cuidadoso da emissividade e respeitando a distância do objeto que garante a precisão das medidas pôde-se compor uma matriz de temperaturas com grande quantidade de pontos de medição. A maior restrição encontrada foi devido à geometria da área estudada que por ser cilíndrica e composta de material com boa condutividade elétrica limita muito o campo de precisão da medida pelo aumento do ângulo de visão.

6. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A energia térmica rejeitada pelo cilindro do motor ao ambiente estudada nesse trabalho tem origem na combustão que ocorre dentro do cilindro. Fenômenos físico-químicos complexos regem o comportamento, através dos ciclos do motor, da quantidade de energia que se perde dessa forma e foi possível concluir, nesse caso, que existem diferenças percentuais, mesmo que pequenas, quando se usa óleo diesel e biodiesel. Como no presente estudo não foram analisadas misturas dos dois combustíveis aplicados, uma nova abordagem baseada nesse modelo de análise pode ser estendida a tais misturas.

Como ainda existem receios quanto à utilização completa do biodiesel nos motores recomenda-se para objeto de pesquisa em trabalhos futuros o estudo dos processos dentro do cilindro do motor utilizando óleo diesel e biodiesel, no intuito de quantificar o impacto da maior viscosidade deste último combustível nas trocas térmicas com as paredes do cilindro. Também se torna oportuna a análise da influência da quantidade de carbono no combustível sobre tais trocas térmicas, já que esse elemento contribui significativamente na transferência de calor por radiação. Em virtude dos resultados por ventura obtidos o biodiesel, na sua aplicação sem misturas, pode ainda mais se consolidar como substituto do óleo diesel, caso se constate que as diferenças são insignificantes.

Quanto à utilização da termografia dentro do contexto abordado no presente trabalho, há um potencial dessa tecnologia na validação de modelos matemáticos preditivos para a quantidade de calor rejeitada através do cilindro do motor, já que com muita praticidade podem ser gerados mapas completos da temperatura nas superfícies externas do motor.

Por fim, experimentos buscando a mesma análise comparativa aqui aplicada podem ser feitos com modificações nas condições de operação dos motores

como, por exemplo, o ponto de injeção e aplicação da termografia em toda a superfície externa do motor.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, Robson Demétrius Araújo et al. Applied Quantitative Thermography to the Study of Thermal Energy Losses in the External Surface of Ovens Catenary. In: **20th International Congress of Mechanical Engineering**, Gramado, 2009.

ALEGRE, José Antônio Andrés Velásquez. **Simulação dos Processos e Análise Exergética do Motor de Ciclo Diesel**. 1993. 163 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1993.

ASTARITA, T.; CARDONE, G.; CARLOMAGNO, G.M. Infrared thermography: An optical method in heat transfer and fluid flow visualization. **Optics and Lasers in Engineering**. vol. 44, n. 3, p. 261-281, 2006.

BARBOSA, Ronald Leite et al. Desempenho Comparativo de um Motor de Ciclo Diesel Utilizando Diesel e Misturas de Biodiesel. **Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v. 32, n. 5, p. 1588-1593, out. 2008.

BRASIL. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP). Resolução nº7, de 19 de março de 2008. Definição, especificação e uso do biodiesel no Brasil. **Diário Oficial da União.** Brasília, DF, 20 mar. 2008.

_____. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP). Resolução nº42, de 16 de dezembro de 2009. Classificação e distribuição do óleo diesel e misturas com biodiesel utilizados no Brasil. **Diário Oficial da União.** Brasília, DF, 17 dez. 2009.

BUENO, André Valente. **Análise da Liberação de Energia em Motores Diesel Operando com Combustíveis Alternativos**. 2003. 121 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

_____. **Análise da Operação de Motores Diesel com Misturas Parciais de Biodiesel**. 2006. 103 f. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

CARLOMAGNO, Giovanni Maria; CARDONE, Gennaro. Infrared thermography for convective heat transfer measurements. **Experiments in Fluids.** Berlin, v. 49, n. 6, p. 1187- 1218, dez. 2010. Disponível em: <http://www.springerlink.com/content/13n52px5804m5256/>. Acesso em: 28 nov. 2011.

ÇENGEL, Yunus A. **Heat Transfer: A Practical Approach**. 2 ed. McGraw-Hill, 2002.

CORRÊA, Ila Maria et al. Desempenho de Motor Diesel com Misturas de Biodiesel de Óleo de Girassol. **Ciênicia e Agortecnologia**, Lavras, v. 32, n. 3, p. 923-928, maio/jun., 2008.

DEMIRBAS, Ayhan. **Biodiesel: A Realistic Fuel Alternative for Diesel Engines**. Trabzon, Turkey : Springer, 2008.

FERGUSON, Colin R; KIRKPATRICK, ALLAN T**. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences.** 2 ed. John Wiley & Sons, 2001.

HAZAR, Hanbey. Effects of biodiesel on a low heat loss diesel engine. **Renewable Energy**, v. 34, n. 6, p. 1533–1537, jun. 2009.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** New York: McGraw-Hill, 1988.

HOLST, Gerald. **Common Sense Approach to Thermal Imaging.** Washington: The International Society for Optical Engineering, 2000.
JÓVAJ M.S.; MÁSLOV G. S. **Motores de Automovil**. Moscou: Editorial MIR, 1973.

JULIATO, Angelo. **Análise da Influência de Diferentes Misturas de Biodiesel no Desempenho e Emissões de Poluentes de um Motor Diesel Agrícola**. 2006. 159 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade de São Paulo, Piracicaba, 2006.

KNOTHE, Gerhard; VAN GERPEN, Jon H.; KRAHL, Jurgen. **The Biodiesel Handbook**. Champaign, Illinois : AOCS Press, 2005.

MACHADO, Paulo Romeu Moreira. **Ésteres Combustíveis em Motor de Ciclo Diesel Sob Condições de Pré-Aquecimento e Variação no Avanço de Injeção.** 2008. 142 f. Tese (Doutorado) - Santa Maria : Universidade Federal de Santa Maria - UFSM, 2008.

MAZIERO, José Valdemar Gonzalez et al. Desempenho de um Motor Diesel com Óleo Bruto de Girassol. **Revista Brasileira de Agrociência**, Pelotas, v. 13, n. 2, p. 249-255, abr-jun. 2007.

OLIVEIRA, Melina Cais Jejcic et al. Densidade de Biodiesel de Soja em Função da Temperatura e Proporções de Mistura. **Ciência & Tecnologia**: FATEC-JB, Jaboticabal, v.3, 2011.

PULKIT, Agarwal; MAYUR, Shrikhande; SRINIVASAN, P. Heat transfer simulation by CFD from fins of an air cooled motorcycle engine under varying climatic conditions. **Proceedings of the World Congress on Engineering**, Londres, v. 3, jul. 2011. Disponível em: <http://www.iaeng.org/>. Acesso em: 10 set. 2011.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. 1. ed. New Jersey: Prentice Hall, 1997.

RAKOPOULOS, C. D. et al. Investigation of the temperature oscillations in the cylinder walls of a diesel engine with special reference to the limited cooled case. **International Journal of Energy Research,** v. 28, n. 11, p. 977–1002, set. 2004.

ROMIOTTO INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO. Disponível em: <www.romiotto.com.br>. Acesso em: 25 set. 2011.

SANTOS, Ana Paula B.; PINTO, Angelo C. Biodiesel: Uma Alternativa de Combustível Limpo. **Química Nova na Escola**, São Paulo, v 31, n. 1, p. 58-62, fev. 2009.

SANTOS, Laerte dos. **Termografia Infravermelha em Subestações de Alta Tensão Desabrigadas.** 2006, 129 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2006.

SILVA, Marcus Vinícius Ivo da. **Efeitos do Uso do Biodiesel Sobre Propriedades do Óleo Lubrificante Usado em Um Motor de Ignição por Compressão**. 2006. 107 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

SANTOS, Rodrigo Fernando Estella dos. **Análise Experimental do desempenho e da combustão de um motor de ignição por compressão alimentado por uma Mistura Ternária de Combustíveis - Diesel, Biodiesel e etanol.** 2005. 149 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade de São Paulo, São Carlos: Universidade de São Paulo - USP, 2005.

SOTO PAU, Felipe. Motores de Combustão Interna . **Apostila da Disciplina Motores de Combustão Interna do Mestrado em Engenharia da Energia**. 2010.

TAYMAZ, I. et al. Experimental investigation of heat losses in a ceramic coated diesel engine. **Surface and Coatings Technology**, Nagoya, v. 169–170, p. 168–170, jun. 2003.

TÜRLER, Daniel; GRIFFITH, Brent T.; ARASTEH, Dariush K. Laboratory Procedures for Using Infrared Thermography to Validate Heat Transfer Models. **Insulation Materials: Testing and Applications,** American Society for Testing and Materials, v.3, 1997. Disponível em: <http://windows.lbl.gov/irlab/papers/38925.pdf>. Acesso em: 10 jan. 2011.

VAN GERPEN, Jon H.; PETERSON, Charles L; GOERING, Carroll E. Biodiesel: An Alternative Fuel for Compression Ignition Engines. In: Agricultural Equipment Technology Conference, 2007, Louisville, Kentucky. **American Society of Agricultural and Biological Engineers**, Louisville, 2007. p. 1-22.

VIANNA, Fernanda Cristina. **Análise de Ecoeficiência: Avaliação do Desempenho Econômico-Ambiental do Biodiesel e Petrodiesel.** 2006. 205 f. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

YAMADA, Yuichi et al. Heat loss to the combustion chamber wall with deposit in D.I. diesel engine: variation of instantaneous heat flux on piston surface with deposit. **JSAE Review**, v. 23, n. 4, p. 415–421, out. 2002.

YOSHIDA, Masao et al. Air-cooling effects of fins on a motorcycle engine. **JSME International Journal,** v. 49, n. 3, p. 869-875, 2006.

8. ANEXOS

8.1. Anexo I: Velocidade do ar nas aletas do cilindro por região de medição e por combustível ensaiado.

Velocidade do Ar nas Aletas nos Ensaios com Óleo Diesel por Região de Medição [m/s]

	Réplica do Ensaio	Região 1	Região 2	Região 3
1400rpm	1	0,18	0,00	0,14
	2	0,16	0,00	0,16
	3	0,20	0,14	0,11
2000rpm	1	0,48	0,00	0,18
	2	0,46	0,00	0,20
	3	0,48	0,00	0,25
3000rpm	1	0,60	0,18	0,40
	2	0,60	0,16	0,50
	3	0,71	0,18	0,67

Velocidade do Ar nas Aletas para os Ensaios com Biodiesel por Região de Medição [m/s]

	Réplica do Ensaio	Região 1	Região 2	Região 3
1400rpm	1	0,34	0,00	0,32
	2	0,16	0,00	0,16
	3	0,27	0,00	0,11
2000rpm	1	0,20	0,00	0,37
	2	0,16	0,00	0,20
	3	0,18	0,00	0,31
3000rpm	1	0,32	0,00	0,46
	2	0,34	0,00	0,60
	3	0,37	0,18	0,41

* As regiões de medição são mostradas na figura 44.