

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
MESTRADO ACADÊMICO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOSIMAR SOUZA ROSA

ESTUDO DE UM MOTOR CICLO DIESEL MONOCILÍNDRICO BI-COMBUSTÍVEL

SÃO LEOPOLDO

2014

JOSIMAR SOUZA ROSA

ESTUDO DE UM MOTOR CICLO DIESEL MONOCILÍNDRICO BI-COMBUSTÍVEL

Dissertação apresentada como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS.

Área de concentração: Engenharia de Energia.

Orientador: Professor Dr. Paulo Roberto Wander

SÃO LEOPOLDO

2014

R788eRosa, Josimar Souza

Estudo de um motor ciclo diesel monocilíndrico bi-combustível/ Josimar Souza Rosa– 2014.

102f. : il. color. ; 30 cm.

Dissertação (mestre em Engenharia Mecânica) -- Universidade do Vale do Rio dos Sinos. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, RS, 2014.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.

1. Engenharia Mecânica - Motor diesel. 2. Motor - Bi-combustível. 3. Motor - Mono-combustível. I. Título. II. Wander, Paulo Roberto.

CDU 621.436.2

JOSIMAR SOUZA ROSA

ESTUDO DE UM MOTOR CICLO DIESEL MONOCILÍNDRICO BI-COMBUSTÍVEL

Dissertação apresentada como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre, pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS.

Aprovado em 21 de março de 2014.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak – Universidade do Vale do Rio dos Sinos

Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee – Universidade do Vale do Rio dos Sinos

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini – Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha – Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Dedico este trabalho à minha esposa, Michele, que teve paciência e me apoiou nos momentos de estudo, e aos meus pais, Geane e João pelo incentivo aos estudos desde a infância.

AGRADECIMENTOS

A Deus pela força concedida nos momentos necessários.

Ao Professor Paulo Roberto Wander pela contribuição e pelas orientações para conclusão deste trabalho. Agradeço a paciência.

Ao Professor Carlos Roberto Altafini pela significativa contribuição para as atividades experimentais do trabalho.

Aos componentes da banca pelas contribuições para melhoria do trabalho.

RESUMO

Este trabalho buscou analisar o funcionamento de um motor de combustão interna (ciclo Diesel) operando com misturas parciais de óleo diesel com gás natural veicular, e óleo de soja com gás natural veicular. Os ensaios foram realizados em um motor Agrale modelo M90, monocilíndrico, acoplado a um alternador, tendo como carga um banco de resistências. A análise realizada contemplou o desempenho em termos de consumo de combustível, potência e emissões gasosas de óxidos de nitrogênio, dióxidos de enxofre, monóxido de carbono, entre outros gases, bem como a análise da opacidade da fumaça. Os resultados mostraram que é viável a utilização de gás natural em motores ciclo Diesel sem remoção do sistema de injeção de diesel original, representando uma considerável redução nas emissões específicas dos óxidos de nitrogênio, sem perda de potência, porém resultando em combustão incompleta em altos percentuais de substituição de combustível líquido por gasoso. De maneira geral o melhor resultado em relação à eficiência foi possível com percentual de substituição de 43,7% de diesel por gás natural, no qual o conjunto motor gerador apresentou rendimento aproximado de 33,17%. A opacidade da fumaça emitida pelo motor foi reduzida significativamente quando funcionou em modo bi-combustível tanto com diesel e gás natural como óleo de soja e gás natural.

Palavras-chaves: Motor Diesel, bi-combustível, mono-combustível.

ABSTRACT

This study aims to analyze the operation of an internal combustion engine (diesel cycle) with partial mixtures of diesel oil and natural gas, and oil vegetable soybean and natural gas. The tests were carry in an engine Agrale model M90, monocilynder, coupled to alternator, and which charged a bank of resistors load. The analyses include performance fuel consumption, power and gas emissions of nitrogen oxides, sulfur dioxides, carbon monoxide, and other gases, as well the analysis of the smoke opacity. Results showed that it is feasible to use natural gas in diesel cycle engines without removing the original diesel injection system, generating a considerable reduction in specific emissions of nitrogen oxides, without loss of Power, but resulting in incomplete combustion at high percentages replacement of liquid fuel for natural gas. Generally, the Best result for efficiency was possible with replacement percentage of 43,7% of diesel per natural gas, when the generation setting showed efficiency equal at 33,17%. The smoke opacity was reduced significantly when operated in dual fuel both diesel and natural gas as soybean oil and natural gas.

Key-words: Diesel engine; dual-fuel, mono-fuel.

LISTA DE ABREVIATURAS

CFR	<i>Co-operative Fuel Research</i>
CNTP	Condições normais de temperatura e pressão
EGR	<i>Exhaust gas recirculation</i>
GLP	Gás liquefeito de petróleo
GNV	Gás natural veicular
LII	Limite Inferior de Inflamabilidade
LSI	Limite Superior de Inflamabilidade
OD	Óleo diesel
ODG	Óleo diesel + gás natural
OS	Óleo de soja
OSG	Óleo de soja + gás natural
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PV	Pressão x Volume
RPM	Rotação por minuto
TS	Temperatura x Entropia

LISTA DE SÍMBOLOS

CE	Consumo específico de combustível [g/kW h] ou [l/kWh]
Cv	Calor específico a volume constante [kJ/kg K]
Cp	Calor específico a pressão constante [kJ/kg K]
PCI	Poder calorífico inferior [kJ/kg] ou [kJ/m ³]
PCS	Poder calorífico superior [kJ/kg] ou [kJ/m ³]
Q	Calor [J]
S	Percentual de substituição [%]
T	Temperatura [T]
W	Trabalho [J]
P	Potência [kW]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
M	Torque [N m]
V	Volume [m ³]
\dot{V}	Vazão volumétrica [m ³ /s]
rc	Razão de compressão [adimensional]
C	concentração [kg/m ³]
P	pressão [kPa]

Símbolos gregos

α	Fator de correção para potência
β	Fator de correção para consumo específico
ω	Velocidade angular
η	Eficiência
λ	Lambda
ϕ	Razão de equivalência

Subscritos

c	Combustível
---	-------------

t	Térmico
v	Volume
p	Pressão
E	Efetiva
I	Indicada
m	Mecânico
el	Elétrica
cil	Cilindro
cc	Câmara de combustão
l	Líquido
bc	Bi-combustível
mc	Mono-combustível
GNV	Gás natural veicular
cd	Ciclo Diesel
co	Ciclo Otto
ct	Corte (referente a razão de corte)
TT	Total
SS	Base seca
m/v	Razão entre massa e volume
real	Refere-se a um valor real de uma medida
lido	Refere-se a um valor lido diretamente em um instrumento
GG	Grupo gerador
cr	Crítica
pd	Padrão
atm	Atmosférica
vap	Vapor
COR	Corrigida
MED	Medida
F	Fuel
O	Ar

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 – Esquema geral de motores ciclos Diesel e Otto.	19
Figura 2.2 – Operação do motor quatro tempos.	20
Figura 2.3 – Ciclo de ar padrão diesel.	21
Figura 2.4 – Ciclo real de um motor diesel.	22
Figura 2.5 – Ciclo de ar padrão Otto.	23
Figura 2.6 – Ciclo de ar padrão dual ou misto.	24
Figura 2.7 – Ciclo de ar padrão <i>dual</i> diesel e GNV.	25
Figura 2.8 – Variação da energia em uma reação de combustão.	35
Figura 2.9 – Limites superior e inferior de inflamabilidade em função da temperatura.	39
Figura 2.10 – Métodos de formação de turbulência em motores Otto.	40
Figura 2.11 – Fases da combustão em um motor Diesel.	42
Figura 2.12 – Representação da combustão no motor bi-combustível.	43
Figura 2.13 – Comportamento qualitativo das emissões de NO _x , CO e HC.	48
Figura 2.14 – Formação de poluentes em motores diesel nas fases de pré-mistura e mistura controlada.	48
Figura 2.15 – Formação de poluentes no motor de ignição por centelha.	49
Figura 3.1 – Ilustração do sistema de alimentação de gás por efeito Venturi.	55
Figura 3.2 – Esquemática dos componentes montados.	56
Figura 3.3 – Sistema de regulagem montado no motor.	58
Figura 3.4 – Cilindro de gás natural e acessórios.	59
Figura 3.5 – Analisador de gases.	60
Figura 3.6 – Opacímetro.	62
Figura 3.7 – Painel de instrumentos.	64
Figura 3.8 – Sistema de alimentação e retorno de combustível.	65
Figura 3.9 – Reservatório pulmão de gás natural.	66
Figura 3.10 – Reservatório de água e resistência elétrica.	67
Figura 3.11 – Influência da altitude na potência	68
Figura 4.1 – Consumo específico total em modo bi-combustível diesel e gás natural.	75
Figura 4.2 – Rendimento do grupo gerador em função do percentual de substituição.	76
Figura 4.3 – Consumo específico total de combustível, bi-combustível óleo de soja-gás	79
Figura 4.4 – Excesso de ar em função do percentual de substituição.	82

Figura 4.5 – Opacidade dos gases em função do percentual de substituição	83
Figura 4.6 – Tela do <i>software</i> do opacímetro indicando opacidade fora da faixa.....	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Composição típica do gás natural.	30
Tabela 2.2 – Propriedades do gás natural.	31
Tabela 2.3 – Propriedades do óleo diesel.	32
Tabela 2.4 - Propriedades do óleo de soja.	33
Tabela 2.5 - Comparativo entre o fator <i>lambda</i> e a razão de equivalência.	37
Tabela 2.6 – Variação do limite superior de inflamabilidade do gás natural.	38
Tabela 2.7 – Vazão mássica e percentual de substituição de diesel em motor monocilíndrico.	53
Tabela 3.1 – Características do motor diesel.	57
Tabela 3.2 – Características do analisador de gases.	60
Tabela 3.3 – Características técnicas do opacímetro.	63
Tabela 3.4 – Condição-padrão de referência.	69
Tabela 4.1 – Condições ambientais nos dias de ensaios.	72
Tabela 4.2 – Resultado médio dos ensaios com diesel puro.	73
Tabela 4.3 – Resultados médios dos ensaios com diesel e gás natural associados.	74
Tabela 4.4 – Resultado médio dos ensaios com óleo de soja.	77
Tabela 4.5 – Resultado médio dos ensaios com óleo de soja e gás natural associados.	78
Tabela 4.6 – Resultados dos ensaios de emissões com diesel puro.	80
Tabela 4.7 – Resultados dos ensaios de emissões com mistura de diesel e gás natural.	81
Tabela 4.8 – Resultados dos ensaios de emissões com óleo de soja.	84
Tabela 4.9 – Resultados dos ensaios de emissões com mistura de óleo de soja e gás natural.	85

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Objetivo geral	16
1.2 Objetivos específicos	17
1.3 Justificativa	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 Motores de combustão interna	18
2.1.1 Estrutura e operação de um motor de combustão interna	18
2.1.2 Revisão termodinâmica	20
2.1.3 Parâmetros dos motores	25
2.2 Características e propriedades dos combustíveis	27
2.2.1 Poder calorífico	28
2.2.2 Octanagem e cetanagem	28
2.2.3 Gás natural veicular	30
2.2.4 Óleo diesel automotivo	31
2.2.5 Óleo de soja	32
2.3 Combustão	34
2.3.1 Definições e mecanismos da combustão	34
2.3.2 Estequiometria da combustão	35
2.3.3 Limites de inflamabilidade	37
2.3.4 Combustão em motores	39
2.4 Emissões em motores de combustão	44
2.5 Estado da arte	51
3 METODOLOGIA	55
3.1 Procedimentos de ensaio	56
3.2 Instrumentos e equipamentos	57
3.3 Métodos para correção de potência e consumo específico	68
3.4 Cálculos de consumo específico total de combustível, percentual de substituição e eficiência	70
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	72
4.1 Análises de desempenho técnico	72
4.2 Análises dos gases resultantes da combustão	79

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES	87
REFERÊNCIAS	89
ANEXO A.....	92
APÊNDICE A	93
APÊNDICE B.....	95
APÊNDICE C	98
APÊNDICE D	99

1 INTRODUÇÃO

Durante muitos séculos o homem utilizou a justificativa de que precisava explorar os recursos naturais para sua sobrevivência e para se sustentar no planeta. Estes recursos fizeram com que civilizações fossem erguidas e também dizimadas na sua falta. Quando o homem tomou consciência de que precisava utilizar de maneira correta os recursos naturais, com maior eficiência, efetividade, e reduzindo o resíduo gerado, começou a preocupação com as questões ambientais, pois poderiam afetar a preservação da espécie no planeta.

Principalmente depois dos períodos da revolução industrial, com o advento das invenções de grandes máquinas, aumento da população e a realização das grandes guerras, o desenvolvimento tecnológico passou a contribuir para o agravamento da questão ambiental. O período do desenvolvimento tecnológico mundial foi baseado principalmente em processos de combustão de baixa eficiência, através do consumo deliberado dos combustíveis fósseis.

Na segunda metade do século XX começaram a existir de maneira mais convicta as preocupações com as questões ambientais, tanto por parte dos governos como da população em geral, organizações não governamentais e empresas privadas. A substituição de matéria prima outrora abundante, mas agora escassa ou de exploração ecologicamente incorreta, deveria ser avaliada em relação à substituição tecnicamente compatível e com desempenho ambiental melhorado.

Neste contexto, a substituição de combustíveis em motores de combustão interna tornou-se um tema muito estudado no meio acadêmico, impulsionado também pela diminuição dos limites de emissões exigidos pela legislação com o passar dos anos. Em particular para os motores de ciclo Diesel, o uso de óleo vegetal e de gás natural surge como alternativa interessante pela possibilidade de operação no motor, mas que ainda requer estudos de desempenho técnico e ambiental para que seja emitido um parecer técnico conclusivo.

1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste estudo é avaliar a operação de um motor ciclo Diesel funcionando com óleo vegetal, gás natural e diesel convencional, em misturas controladas destes combustíveis.

1.2 Objetivos específicos

- a) Avaliar o desempenho técnico do motor, quanto ao consumo específico de combustível e potência disponibilizada, em cada combinação de combustível utilizado;
- b) Avaliar o desempenho ambiental do motor para cada combustível utilizado em relação às emissões de gases;
- c) Determinar qual o combustível ou mistura proporciona melhor desempenho do motor (técnico e ambiental), bem como seu percentual de substituição.

1.3 Justificativa

Apesar das baixas eficiências, os motores de combustão interna, tanto de ciclo Diesel como de ciclo Otto, são equipamentos muito utilizados atualmente, tendo em vista a autonomia que proporcionam. Com o desenvolvimento de novas tecnologias na área de materiais e na área de eletrônica, as quais foram agregadas aos motores, foi possível obter uma melhora na eficiência, porém ainda na maioria das vezes abaixo dos 40%. A obtenção e o desenvolvimento de combustíveis alternativos encontram-se também como fator pontual para a melhora no desempenho dos motores, tanto do ponto de vista técnico quanto ambiental.

A possibilidade do uso parcial do gás natural em motores de ciclo Diesel, principalmente na grande frota já existente destes motores, e que não atendem as especificações e exigências de emissões atuais, justifica a realização de estudos deste tipo, principalmente pelos benefícios ambientais proporcionados pelo uso do gás natural quanto às reduções de emissões. Além disso, a relevante aplicação de motores diesel no meio rural, por exemplo, possibilita aos produtores uma fonte alternativa de combustível para estes motores, como o óleo de soja e o biogás.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Motores de combustão interna

A invenção dos primeiros motores de combustão interna ocorreu no século XIX, impulsionada pelas grandes revoluções que ocorriam em diversas partes do mundo. Em 1876 Nicollas Otto patenteou o motor que hoje se conhece como motor de ciclo Otto. Em 1892 o Engenheiro francês Rodolphe Diesel patenteou o motor de ignição espontânea, hoje conhecido simplesmente por motor diesel, em homenagem ao seu inventor. O desenvolvimento do trabalho de Diesel durou aproximadamente 10 anos antes de realizar a patente (BRUNETTI, 2011).

Daquele período até os dias atuais, estas duas máquinas sofreram profundas modificações estruturais e operacionais, acompanhando o desenvolvimento da tecnologia nas áreas de materiais, processos de fabricação mecânica, tecnologia eletroeletrônica, de fluidos entre outras que se aplicam. O rendimento térmico que na época de sua invenção não superava os 10%, hoje chega a 40% em alguns motores de ciclo Diesel modernos (PULKRABEK, 2004), valor que ainda pode ser considerado baixo quando comparado com outros métodos de conversão de energia.

Apesar do rendimento aparentemente baixo, a justificativa do uso destas máquinas está na autonomia de deslocamento que ela permite. Grandes descobertas humanas, viagens e movimentação de materiais foram e ainda são realizadas com propulsão de motores de combustão interna.

2.1.1 Estrutura e operação de um motor de combustão interna

Os motores de ciclo Diesel e Otto possuem diferenças técnicas que passam pelo ciclo de operação, desenvolvimento da combustão e peças que formam os conjuntos e sistemas. Apesar das diferenças, a estrutura física destes motores é geometricamente muito parecida, tendo geralmente os motores a diesel componentes de tamanho maior. A Figura 2.1 ilustra a estrutura geral de um motor diesel e de um motor Otto.

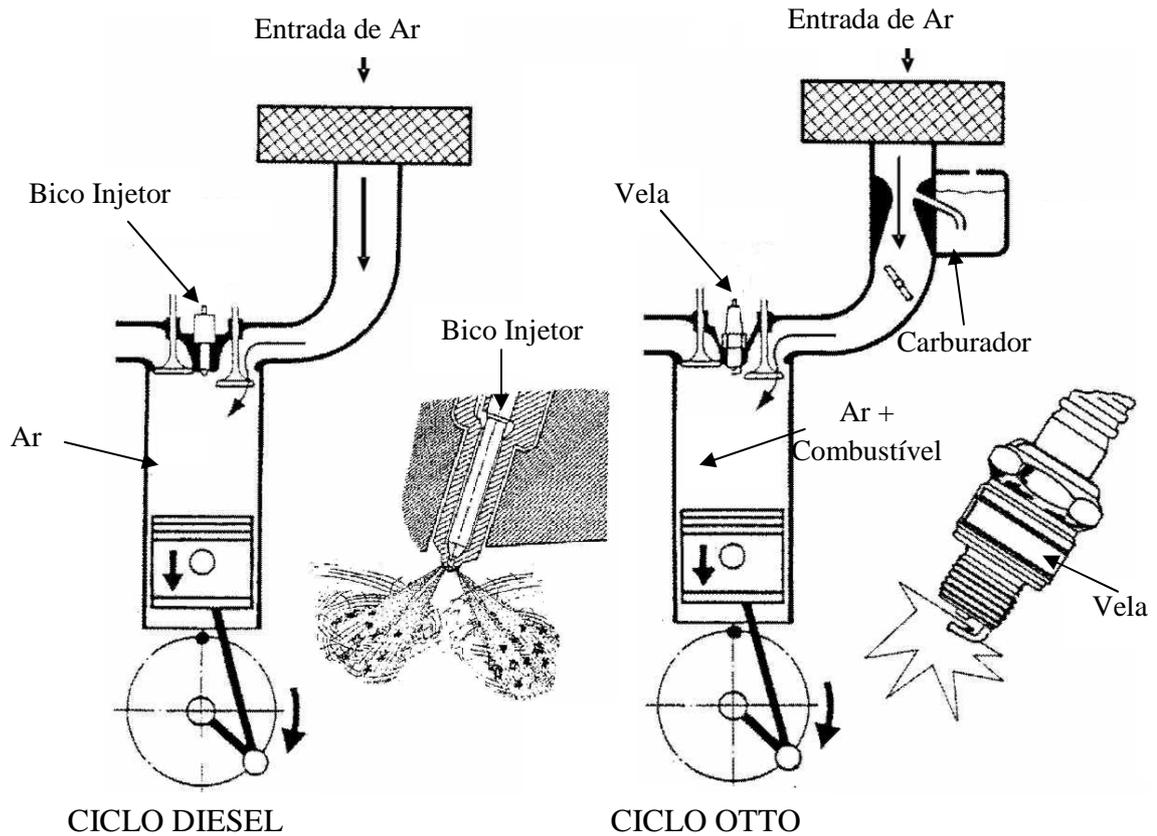


Figura 2.1 – Esquema geral de motores ciclos Diesel e Otto.

Fonte: Heywood, 1988.

A Figura 2.1 mostra que no motor diesel há um componente chamado bico injetor enquanto no motor Otto há uma vela de ignição. Os demais componentes são similares: cilindros, pistões, válvulas de admissão e escape etc.

Os motores de combustão interna operam sob ciclos divididos em tempos. Nesta classificação existem os motores de dois tempos e quatro tempos. O motor de dois tempos já foi muito utilizado pelo seu bom desempenho técnico, porém atualmente é pouco aplicado devido ao elevado índice de emissões de gases poluentes. Os motores de quatro tempos permitem um controle maior das emissões, enquadrando-se nos estreitos limites permitidos atualmente (MARTINS, 2011).

Nos motores de quatro tempos é necessário que o virabrequim gire duas voltas para que um cilindro complete um ciclo. A Figura 2.2 ilustra a operação do motor quatro tempos.

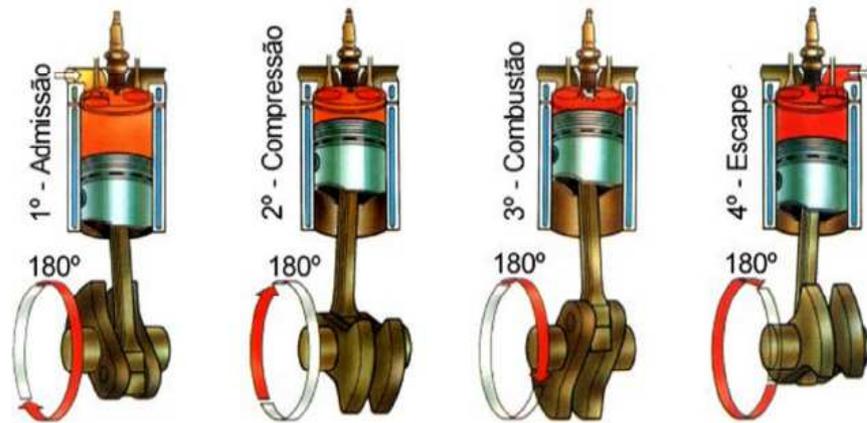


Figura 2.2 – Operação do motor quatro tempos.

Fonte: Brunetti, 2012.

O ciclo apresentado na Figura 2.2 é de um motor Otto, e será descrito a seguir: durante o primeiro tempo do motor (admissão), a válvula de admissão se encontra aberta e o pistão desloca-se do ponto morto superior para o ponto morto inferior. A mistura ar/combustível entrará no cilindro em função da depressão gerada pelo movimento descendente do pistão. Quando o pistão atinge o ponto morto inferior a válvula de admissão fecha e inicia-se o segundo tempo (compressão), no qual o pistão desloca-se em direção ao ponto morto superior comprimindo a mistura admitida no tempo anterior. Ao chegar ao ponto morto superior com a mistura comprimida, é gerada na vela uma centelha que inicia a combustão. A pressão gerada pela queima do combustível empurra o pistão novamente em direção ao ponto morto inferior, realizando o tempo de combustão ou expansão. Ao final da expansão no ponto morto inferior, abre-se a válvula de escape, permitindo que os produtos da combustão sejam expelidos pelo pistão que irá novamente se deslocar para o ponto morto superior, realizando o tempo de escape.

No caso do motor diesel a diferença está na forma de fornecimento de energia para início da combustão. Durante o primeiro tempo do processo não é admitida mistura de ar/combustível, mas apenas ar, sendo o combustível injetado posteriormente pelo bico injetor ou unidade injetora quando o pistão estiver próximo ao ponto morto superior.

2.1.2 Revisão termodinâmica

Os motores de combustão interna operam sob ciclos, compostos por diferentes processos entre o estado inicial e o estado final, como por exemplo, a admissão, a compressão

e o fornecimento de calor. A análise termodinâmica de motores pode ser realizada com a aplicação dos ciclos de ar padrão.

Os ciclos de ar padrão frio analisam os processos em condição de quase equilíbrio, também chamados de processos quase estáticos, sendo considerados como uma boa aproximação dos motores reais. Sua representação é dada em diagramas pressão x volume (PV) e temperatura x entropia (TS). A Figura 2.3 apresenta os diagramas PV e TS do ciclo de ar padrão diesel.

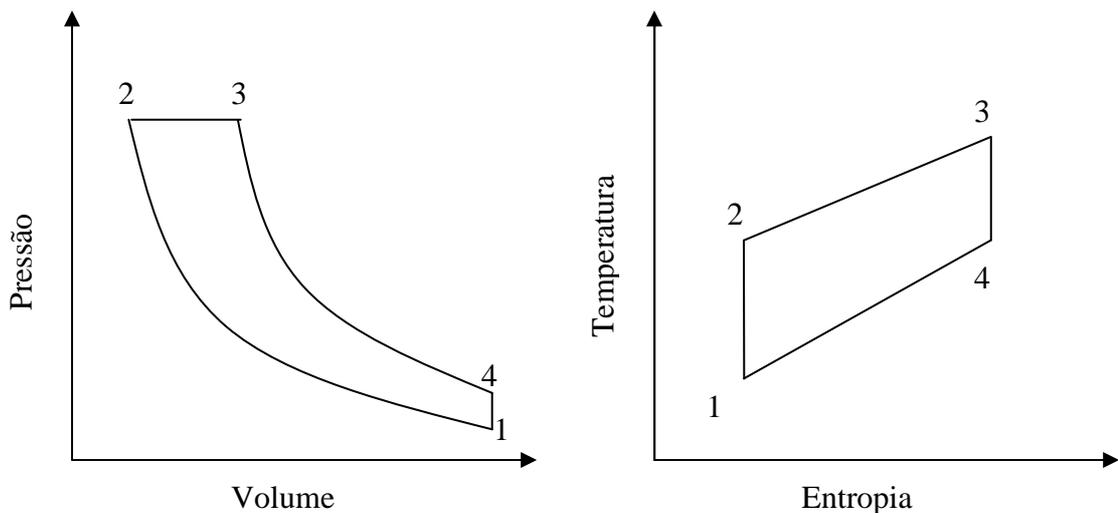


Figura 2.3 – Ciclo de ar padrão diesel.

Fonte: Martins, 2011.

Segundo Martins (2011) as transformações nos ciclos acima são as seguintes:

- Entre 1 e 2 – compressão adiabática e reversível, na qual há fornecimento de trabalho para o processo (W_{1-2}) e consequente aumento da energia interna, representado pela área abaixo da curva compreendida entre estes pontos;
- Entre 2 e 3 – expansão isobárica, representando a injeção de combustível, ou seja o fornecimento de calor para o ciclo, a pressão constante, dado por $Q_{2-3} = C_p(T_3 - T_2)$;
- Entre 3 e 4 – expansão adiabática e reversível, sendo que a expansão do fluido de trabalho realiza trabalho (W_{3-4}) à custa de sua energia interna, representado pela área abaixo da curva compreendida entre estes pontos;
- Entre 4 e 1 – rejeição de calor isovolumétrica, dada por $Q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1)$.

Nos ciclos de ar padrão frio, é considerada a hipótese que C_p e C_v são constantes. Sabe-se que, da forma como descritos acima, estes processos não podem ocorrer na natureza,

pois são puramente teóricos e não ocorrem na prática devido à irreversibilidade dos processos. Porém, ainda assim são ferramentas com aproximação suficiente para análise termodinâmica de motores (ÇENGEL e BOLES, 2006). Existem também os chamados ciclos reais, os quais representam a forma mais aproximada dos processos da maneira que ocorrem. A Figura 2.4 apresenta um diagrama PV real do ciclo Diesel.

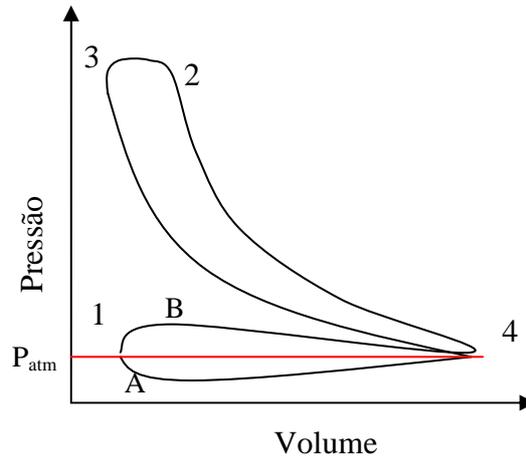


Figura 2.4 – Ciclo real de um motor diesel.

Fonte: Motores Diesel, 1977.

O ciclo de ar padrão não representava os tempos de admissão e escape do motor, porém, o ciclo real os apresenta nas curvas A e B, respectivamente. A linha destacada em vermelho entre as duas curvas representa a pressão da atmosfera em que o gás está sendo admitido. Durante o processo A o pistão está descendo e realizando uma sucção do ar para dentro do cilindro ocasionando, portanto, uma pressão abaixo da atmosférica. No processo B o pistão está subindo e expulsando os gases resultantes da combustão para fora do cilindro, ocasionando portanto uma pressão acima da atmosférica, até que se atinja o ponto morto superior. Além do motor diesel, o motor de ignição por centelha também pode ter seu ciclo representado na forma de ar padrão em diagramas PV e TS, como apresenta a Figura 2.5.

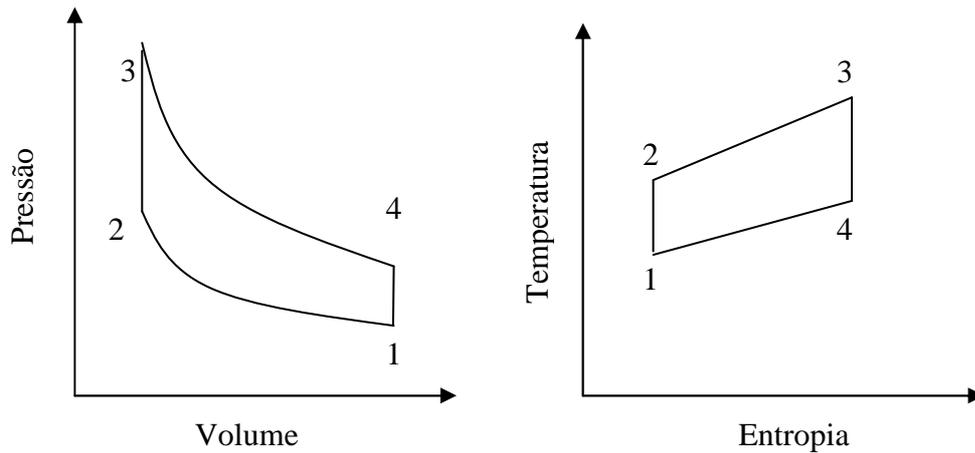


Figura 2.5 – Ciclo de ar padrão Otto.

Fonte: Martins, 2011.

As transformações no ciclo acima são as seguintes:

- Entre 1 e 2 – compressão adiabática e reversível. Há fornecimento de trabalho para o processo (W_{1-2}) e consequente aumento da energia interna, representado pela área abaixo da curva compreendida entre estes pontos;
- Entre 2 e 3 – fornecimento de calor a volume constante, dado por $Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2)$, realizando aumento da energia interna do fluido de trabalho;
- Entre 3 e 4 – expansão adiabática e reversível. A expansão do fluido de trabalho realiza trabalho (W_{3-4}) à custa de sua energia interna, representado pela área abaixo da curva compreendida entre estes pontos;
- Entre 4 e 1 – rejeição de calor isovolumétrica, dada por $Q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1)$.

Ao comparar os ciclos de ar padrão Otto (Figura 2.5) e Diesel (Figura 2.3), verifica-se que a diferença está no processo de fornecimento de calor, o qual ocorre a volume constante no primeiro e a pressão constante no segundo. A compressão, expansão e rejeição de calor ocorrem da mesma forma nos dois ciclos.

Quanto ao ciclo Otto real, é praticamente igual ao ciclo Diesel. Conforme Çengel e Boles (2006, p.407),

A aproximação do processo de combustão dos motores a combustão interna como um processo de fornecimento de calor a pressão ou a volume constante é algo extremamente simplista e pouco realista. Provavelmente uma abordagem melhor (mas um pouco mais complexa) seria modelar o processo de combustão dos motores

a gasolina e diesel como uma combinação de dois processos de transferência de calor, um a volume constante e outro a pressão constante.

O ciclo que baseia-se neste conceito é chamado de ciclo dual (ou ciclo Sabathé), cujos diagramas PV e TS são mostrados na Figura 2.6.

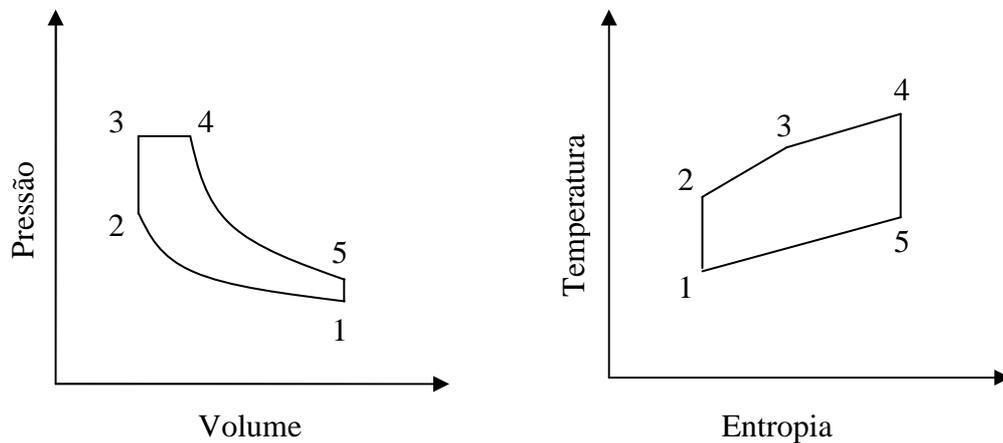


Figura 2.6 – Ciclo de ar padrão dual ou misto.

Fonte: Martins, 2011.

No ciclo apresentado na Figura 2.6 verifica-se que o fornecimento de calor é dado em dois processos, sendo o primeiro entre os pontos 2 e 3 a volume constante, e o segundo entre os pontos 3 e 4 a pressão constante, seguindo para os demais processos da mesma maneira que nos ciclos Otto e Diesel.

Martins (2011) cita ainda que, em um motor de ignição por compressão (diesel), há um inicial aumento brusco de pressão, quando da vaporização das primeiras gotas de combustível, ocorrendo a combustão posteriormente de maneira mais suave. Desta forma a representação mais adequada para o ciclo Diesel seria o ciclo *dual*.

O trabalho realizado por Franco (2007) apresenta um ciclo para motor *dual* diesel e GNV diferente do mostrado na Figura 2.6. O fornecimento de calor ocorre também em dois processos, porém o primeiro a pressão constante enquanto o segundo é a volume constante, contrariamente ao ciclo da Figura 2.6. Os diagramas PV e TS deste ciclo são apresentados na Figura 2.7.

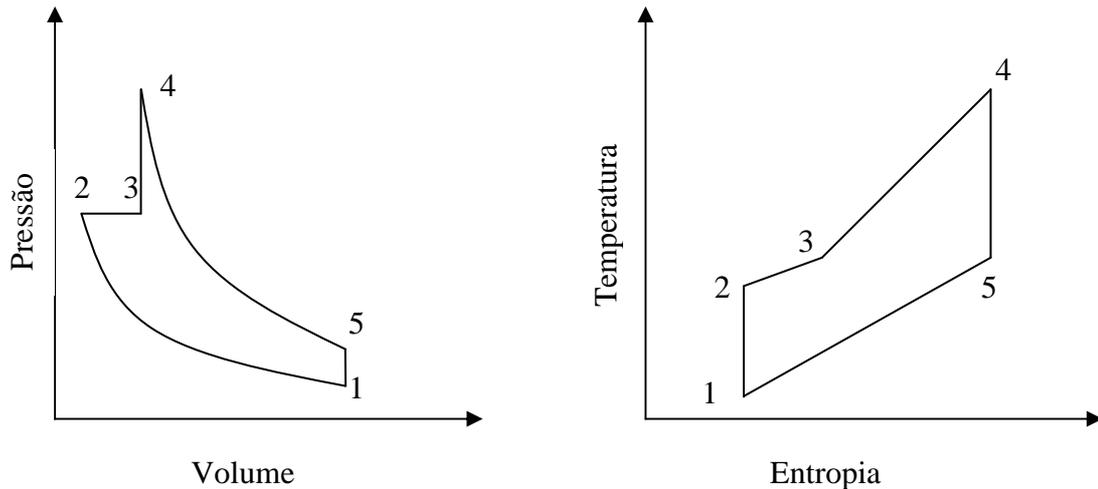


Figura 2.7 – Ciclo de ar padrão *dual* diesel e GNV.

Fonte: Franco, 2007.

Os processos entre os pontos 1-2 e 4-5 são respectivamente a compressão e expansão isentrópicas. Entre 5-1 é a rejeição de calor. Neste caso a chama piloto de diesel inicia a combustão da mistura de ar e GNV já comprimida, como se fosse um motor ciclo Diesel, seguindo posteriormente com a combustão do GNV rapidamente da mesma forma que em um motor ciclo Otto. Como a porção de diesel injetada é muito pequena em relação ao GNV, o comportamento do motor se torna como de um motor ciclo Otto com ignição por centelha (FRANCO, 2007). A elevação brusca de pressão entre 3-4 ocorre quando o GNV entra em combustão.

2.1.3 Parâmetros dos motores

Existem na literatura algumas definições diferentes quanto à potência de motores de combustão interna, diferenciando principalmente a potência indicada e a potência efetiva.

A potência indicada refere-se ao total obtido pela conversão de energia química do combustível em energia interna dentro do cilindro, verificada com base no diagrama com os valores indicados. Logo, a potência indicada (P_I) é dada pela equação 2.1.

$$P_I = \frac{W_I}{\Delta t} = \dot{m}_c \text{ PCI } \eta_t \quad (2.1)$$

onde W_I é o trabalho líquido produzido pelo motor durante o ciclo, Δt é o tempo para realização do ciclo, \dot{m}_c é a vazão mássica de combustível, PCI é o poder calorífico inferior do combustível e η_t é o rendimento térmico da conversão.

Já a potência efetiva (P_E) do motor é aquela disponibilizada em seu eixo de saída, que pode ser medida com uso de um freio dinamométrico, dada pela equação 2.2.

$$P_E = M \omega \quad (2.2)$$

no qual M é o torque disponibilizado pelo motor e ω é a velocidade angular.

A norma ISO3046 define esta potência como efetiva líquida (disponível no eixo), pois esta apresenta também outra nomenclatura de potência efetiva quando se desconsidera o consumo dos componentes auxiliares do motor, como bomba injetora, alternador de carga de bateria, bomba de óleo, bomba de água etc.

Com base na potência indicada e na potência efetiva líquida pode-se obter o valor do rendimento mecânico do motor, dado pela equação 2.3.

$$\eta_m = \frac{P_E}{P_I} \quad (2.3)$$

Este parâmetro está relacionado ao atrito das peças móveis do motor e à inércia para mantê-lo em operação, bem como ao acionamento de sistemas auxiliares, e é aplicado na norma ISO 3046 para a obtenção dos coeficientes de ajuste para potência e consumo de combustível.

Nos ensaios realizados, a potência elétrica gerada foi calculada através da equação 2.4.

$$P = VI\sqrt{3} \quad (2.4)$$

sendo P a potência elétrica, V a tensão elétrica e I a corrente elétrica.

Outro parâmetro relevante da operação de um motor é a razão de compressão. Define-se como a razão entre o volume total do cilindro do motor, quando o pistão está no ponto morto inferior, e o volume da câmara de combustão, e é dada pela equação 2.5 (MARTINS, 2011).

$$rc = \frac{V_{cil} + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (2.5)$$

na qual V_{cil} é o volume deslocado pelo pistão entre o PMI e o PMS, V_{cc} é o volume do cilindro com o pistão no PMS e rc é a razão de compressão.

O rendimento dos motores de combustão interna aumenta com o aumento do valor da razão de compressão, como demonstram as equações 2.8 e 2.9 (BRUNETTI, 2012):

$$\eta_{cd} = 1 - \left(\frac{1}{rc} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{r_{ct}^k - 1}{k(r_{ct} - 1)} \quad (2.6)$$

$$\eta_{co} = 1 - \left(\frac{1}{rc} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (2.7)$$

sendo k a razão entre os calores específicos a pressão e a volume constantes, respectivamente, e r_{ct} a razão de corte. A razão de corte é a relação entre o volume do cilindro no final da injeção de combustível e o volume no início da injeção.

A equação 2.6 apresenta o rendimento do ciclo Diesel enquanto a equação 2.7 apresenta o rendimento do ciclo Otto. Os limitantes dos valores de razão de compressão estão nos parâmetros do combustível e do projeto do motor. Os motores de ciclo Diesel possuem valores elevados de razão de compressão quando comparadas com motores de ciclo Otto, pois realizam admissão apenas de ar, podendo chegar a 22:1 em alguns motores de grande porte.

Os motores de ciclo Otto limitam-se na razão de compressão, pois admitem a mistura ar/combustível e comprimem esta nos cilindros, não apenas o ar como no motor ciclo Diesel. Portanto, há a possibilidade de que ocorra a ignição antes do tempo correto devido ao aumento de pressão e temperatura da mistura dentro do cilindro. Isto explica porque os motores Diesel possuem maior rendimento que os motores Otto.

Porém, ao tratar-se do Gás Natural Veicular, a situação é diferente. Devido às características deste combustível, há possibilidade de maiores razões de compressão, sem a ocorrência de ignição antes do tempo correto, o que é um potencial a ser explorado.

2.2 Características e propriedades dos combustíveis

Para que seja possível o uso de determinado combustível em um motor de combustão interna, é necessário que suas características e suas propriedades sejam compatíveis com o ciclo no qual irá operar.

As propriedades de um combustível podem ser divididas em corrigíveis e não corrigíveis. Uma propriedade corrigível pode ser alterada durante a preparação do combustível, como por exemplo, a massa específica, viscosidade e teor de umidade. Uma propriedade não corrigível não poderá ser alterada, como por exemplo, teor de cinzas, ponto de fluidez e de fulgor (VLASSOV, 2001).

A viscosidade de um combustível determina como será o seu escoamento nos componentes do sistema de injeção do motor e a sua mistura com o oxidante. Aplicando-se a um motor diesel, por exemplo, o uso de combustível com viscosidade elevada poderá

dificultar sua pulverização, prejudicando a combustão. Da mesma maneira que a viscosidade, as demais propriedades a seguir também irão afetar a operação do motor.

2.2.1 Poder calorífico

O poder calorífico é a quantidade de energia química disponível em um combustível, dada em unidades de energia por massa (combustíveis líquidos e sólidos) ou por volume (combustíveis gasosos). É medido a partir da quantidade de calor extraído de um combustível durante sua combustão, quando a temperatura dos reagentes for igual à dos produtos (MARTINS, 2011).

Na queima de combustíveis em motores, um dos produtos é a água, a qual se encontra em estado gasoso em função das temperaturas dos gases de escape (acima da temperatura de orvalho). Caso os produtos estivessem à mesma temperatura dos reagentes a água sairia em estado líquido, disponibilizando a energia referente à sua entalpia de condensação.

Por isso existem duas definições para o poder calorífico: superior e inferior. O poder calorífico superior é o resultado da soma do poder calorífico inferior com a entalpia de vaporização da água. Lora e Nascimento (2004) citam que o poder calorífico inferior é de maior aplicação para os cálculos de rendimento e viabilidade em motores. Nas aplicações de combustão em geral, os gases resultantes encontram-se em temperaturas elevadas, não havendo possibilidade que a água esteja em estado líquido, impedindo a recuperação do calor latente de vaporização ou de condensação.

Para os combustíveis comerciais no Brasil, a Agência Nacional de Petróleo especifica os valores aceitáveis de poder calorífico inferior.

2.2.2 Octanagem e cetanagem

A mistura entre o ar e o combustível em um motor de ciclo Otto é realizada antes que estes dois entrem no cilindro, e a combustão inicia então quando a vela proporciona uma centelha. Durante o tempo de compressão, é necessário que a mistura não atinja sua temperatura de auto-ignição, pois isto ocasionaria o início da combustão antes do centelhamento da vela. Um combustível poderá então resistir mais ou menos à pressão que

está sendo submetido dentro do cilindro sem entrar em combustão. Esta resistência à combustão é chamada de octanagem, cuja escala varia entre 0 e 100 (PULKRABEK, 2004).

Para determinação da octanagem, segundo Brunetti (2012), utiliza-se um motor com razão de compressão variável chamado motor CFR. Inicialmente o motor é posto em operação com uma razão de compressão baixa, sendo elevada progressivamente até o ponto de auto-ignição. Posteriormente estes resultados são comparados com misturas de iso-octano (C_8H_{18}) com n-heptano (C_7H_{16}) em diversas proporções para a razão de compressão em que se iniciou a detonação.

O iso-octano corresponde a uma octanagem de 100 (máximo da escala) e o n-heptano corresponde a uma octanagem 0 (mínimo da escala), e por isso são chamados de combustíveis de referência. Um combustível com octanagem 90, por exemplo, apresenta características de detonação idênticas a uma mistura de referência formada por 10% de n-heptano e 90% de iso-octano (HEYWOOD, 1988). Porém, existem atualmente combustíveis com octanagem superior a 100, como o etanol e o gás natural veicular. Para determinação da octanagem destes combustíveis é adicionado ao octano o tetraetilo de chumbo ($Pb(CH_2H_5)_4$), um componente que antes dos anos 70 era usado para elevar a octanagem da gasolina, mas foi proibido a partir desta década.

Diferentemente dos motores Otto, os motores ciclo Diesel admitem e comprimem apenas ar, e o combustível é injetado posteriormente para iniciar a combustão, havendo então a necessidade de que o combustível entre em combustão o mais rapidamente possível, ou seja, auto inflamar-se.

Esta característica de facilidade de entrar em combustão é a cetanagem (ou índice de cetano), e pode ser dita como contrária da octanagem. A determinação da cetanagem de um combustível aplica o mesmo princípio da determinação da octanagem, utilizando um motor de razão de compressão variável (CFR) e com injeção de combustível a 13° antes de o pistão atingir o ponto morto superior. A razão de compressão é alterada até que a ignição ocorra exatamente no ponto morto superior, e esta condição é posteriormente comparada com uma mistura de combustíveis de referência. Os combustíveis de referência para medida de cetanagem são o cetano ($C_{16}H_{34}$) e o nafteno (BRUNETTI, 2012).

Teoricamente o maior índice de cetano facilita a combustão no motor diesel e reduz a inércia da combustão, porém Martins (2011) cita que o aumento do índice de cetano de um combustível derivado de petróleo implica na diminuição do poder calorífico, ao contrário do

índice de octana. Desta forma um elevado índice de cetano aumentaria também o consumo de combustível do motor.

2.2.3 Gás natural veicular

O Gás Natural Veicular é um combustível utilizado em motores de combustão em diversas aplicações, desde a área automotiva até sistemas de geração de energia. É uma mistura de hidrocarbonetos leves que à temperatura e pressão ambientes permanecem em estado gasoso. Seu armazenamento é realizado em cilindros com fabricação especificada por norma, geralmente a pressões entre 200 e 250 bar.

Martins (2011) cita algumas vantagens do uso de combustíveis gasosos em motores de combustão: rendimento mais elevado em comparação com combustíveis líquidos; redução das emissões em regime normal; redução das emissões a frio.

Conforme especificações da Petrobrás (2013) o teor mínimo de metano deve ser em torno de 87%. A Tabela 2.1 apresenta os constituintes típicos do gás natural boliviano, comercializado nas regiões sul e sudeste do Brasil.

Tabela 2.1 – Composição típica do gás natural.

Componente	Representação química	Percentual
Metano	CH ₄	91,8
Etano	C ₂ H ₆	5,58
Propano	C ₃ H ₈	0,97
Iso-Butano	C ₄ H ₁₀	0,03
N-Butano	C ₄ H ₁₀	0,02
Pentano	C ₅ H ₁₂	0,01
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,8
Nitrogênio	N ₂	1,42

Fonte: Adaptado de SULGAS, 2012.

A maior parcela do gás natural é composta por metano, que é um combustível de baixa relação entre C/H. Isto significa que relativamente a outros combustíveis hidrocarbonetos, como por exemplo, a gasolina (C₈H₁₈ – octano), haverá menor emissão de CO₂ em relação a água em seus produtos da combustão.

Cabe ressaltar que a composição do GNV varia em cada local de extração. Verifica-se na Tabela 2.1 que quase 98% dos componentes do gás natural são hidrocarbonetos

combustíveis, ficando de fora apenas o nitrogênio e o dióxido de carbono. O nitrogênio é um gás considerado inerte na combustão realizada em um motor, porém com temperaturas excessivas pode formar óxidos de nitrogênio.

A Tabela 2.2 apresenta algumas propriedades do gás natural.

Tabela 2.2 – Propriedades do gás natural.

Propriedade	Unidade	Valor
Densidade relativa ao ar	-	0,602
Massa molecular aparente	g/mol	17,367
Poder calorífico superior	MJ/Nm ³	41,69
Poder calorífico inferior	MJ/Nm ³	37,68
Limite superior de inflamabilidade (20°C – 101,3 kPa)	%	14,9
Limite inferior de inflamabilidade (20°C – 101,3 kPa)	%	4,8
Índice de octanas	-	130

Fonte: adaptado de SULGAS, 2012 e UFMG, 2013.

Como o gás natural se encontra no estado gasoso, a mistura com o ar admitido pelo motor é facilitada, diferente do que ocorre com o Diesel ou o óleo de soja, que ainda devem ser atomizados para melhorar a mistura. A facilidade de mistura com o ar implica também na redução de emissões de hidrocarbonetos e monóxido de carbono, podendo ainda ser melhorada com uso de misturas pobres.

2.2.4 Óleo diesel automotivo

O Diesel é um combustível de origem fóssil com aplicação diversificada, como transporte rodoviário, equipamentos agrícolas, geração de energia elétrica, entre outras. A obtenção ocorre por processo de destilação, primeiramente com gasóleo, que é misturado a outras frações, como nafta e querosene, para compor o produto final. O diesel possui em sua composição hidrocarbonetos e outros contaminantes como nitrogênio e enxofre que podem ser oxidados a NO, NO₂ e SO₂ durante a combustão.

Segundo o Balanço Energético Nacional de 2012, ano base 2011, o óleo diesel é a fonte de energia mais utilizada no Brasil, compondo 19,1% de toda energia consumida no país, superando inclusive a eletricidade com 18,1%.

A Tabela 2.3 apresenta algumas propriedades do diesel convencional.

Tabela 2.3 – Propriedades do óleo diesel.

Propriedade	Unidade	Valor
Densidade (20 °C)	-	0,855
Ponto de fulgor	°C	76
Ponto de fluidez	°C	-16
Viscosidade cinemática	mm ² /s	3,06
Poder calorífico superior	MJ/kg	43,8
Poder calorífico inferior	MJ/kg	41,5
Limite superior de inflamabilidade (20°C – 101,3 kPa)	%	6
Limite inferior de inflamabilidade (20°C – 101,3 kPa)	%	1,3
Número de cetano	-	50

Fonte: adaptado de Misra e Mutthy, 2010 e CETESB, 2013.

Em dezembro de 2013, a Agência Nacional de Petróleo publicou a resolução 50, determinando que a partir de 01/01/2014 somente poderá ser comercializado diesel S10 e S500, isto é, contendo respectivamente 10 e 500 mg de enxofre por kg de óleo diesel, principalmente em virtude das novas exigências de emissões. A antiga resolução 65 apresentava as classificações de 10, 50, 500 e 1800 mg de enxofre por kg de óleo diesel, não sendo permitido comércio do diesel S1800 em regiões metropolitanas, mas sendo obrigatória a disponibilização do S50 para abastecimento de veículos fabricados a partir de 01/01/2012, em conformidade com as normas PROCONVE L-6 e P-7.

2.2.5 Óleo de soja

O uso de óleo de soja em motores é uma prática aplicada e estudada desde a invenção dos primeiros motores a diesel. Porém a aplicação não é difundida por características do óleo que dificultam seu uso, como algumas de suas propriedades. Além disso, quando a aplicação de biocombustíveis envolve componentes que fazem parte da alimentação humana, como a soja, existe uma preocupação com a questão de segurança alimentar.

Brunetti (2012, p.395) cita que:

O uso de óleos vegetais puros ou em misturas com óleo diesel gera uma variedade de problemas práticos resultantes de sua combustão incompleta (devida, por exemplo, aos seus números de cetano geralmente mais baixos que do óleo diesel, suas altas massas moleculares, viscosidades e tensões superficiais), a saber:
-Dificuldade de partida a frio.

- Formação excessiva de depósitos nos cilindros que dificultam as trocas térmicas e aumentam a participação dos hidrocarbonetos não queimados ou parcialmente queimados nos gases de escapamento.
- Diluição do combustível não queimado ao óleo lubrificante, reduzindo o período de troca da carga e de filtros.
- Entupimento dos canais de lubrificação pela formação de polímeros em suas extensões.

A fim de eliminar o problema da partida a frio, geralmente o motor é colocado em operação utilizando diesel convencional de petróleo, sendo posteriormente alterado o combustível (em funcionamento) para o óleo vegetal.

Knothe (2006) cita que a alta viscosidade de matérias graxas não transesterificadas conduz a sérios problemas operacionais nos motores a Diesel, tais como ocorrência de depósitos em várias partes do motor, indo ao encontro do citado anteriormente por Brunetti (2012). Esta seria a maior razão para necessidade da conversão dos óleos vegetais para biodiesel.

A Tabela 2.4 apresenta as propriedades do óleo de soja.

Tabela 2.4 - Propriedades do óleo de soja.

Propriedade	Unidade	Valor
Densidade (20 °C)	-	0.9138
Ponto de fulgor	°C	254
Ponto de fluidez	°C	-12,2
Viscosidade cinemática	mm ² /s	32,6
Poder calorífico superior	MJ/kg	39,2
Poder calorífico inferior	MJ/kg	36,9
Número de cetano	-	37,9

Fonte: adaptado de Misra e Mutthy, 2010.

Em relação às propriedades do óleo diesel apresentadas na Tabela 2.3 é possível constatar que o óleo de soja possui maior densidade e viscosidade, e menor número de cetano, o que altera a queima do combustível no motor. Isto caracteriza uma dificuldade de escoamento do óleo de soja em relação ao Diesel convencional, bem como dificuldade maior para atomização. O menor número de cetano indica ainda que haverá maior dificuldade do óleo de soja entrar em combustão ao entrar em contato com o ar quente na câmara de combustão, ocorrendo assim maior atraso na ignição.

O óleo de soja possui em sua composição oxigênio, o que facilita a combustão e reduz a quantidade de ar necessária para a combustão. As emissões de compostos de enxofre são reduzidas na combustão do óleo de soja devido ao menor índice de enxofre neste óleo.

Knothe (2006) cita algumas vantagens do uso de óleos vegetais em motores: derivado de matérias renováveis; biodegradabilidade; elevado ponto de fulgor; boa lubricidade. O elevado ponto de fulgor proporciona manuseio, transporte e armazenamento mais seguros do que o diesel convencional. A boa lubricidade é uma característica que vem sendo perdida no diesel convencional devido ao baixo índice de enxofre, o qual lhe conferia esta propriedade. Os antigos motores a diesel com sistema de injeção mecânico possuíam seus componentes lubrificadas pelo próprio combustível, porém atualmente, nos sistemas modernos, o número de componentes móveis foi reduzido.

2.3 Combustão

2.3.1 Definições e mecanismos da combustão

A combustão pode ser definida como uma reação rápida entre um combustível e um oxidante, com liberação de calor. Para que a combustão inicie é necessário que haja também uma fonte de calor. Após o início, havendo as condições necessárias de mistura, ela se sustentará até que o combustível ou ar seja todo consumido.

A Figura 2.8 mostra o comportamento energético no processo de combustão. O ΔH indicado representa a entalpia da reação, ou seja, é a diferença entre a entalpia dos reagentes e dos produtos. Pode ser chamado também de calor da combustão. ΔA é a energia de ativação necessária para início da combustão. No caso de um motor ciclo Otto ela é fornecida pela centelha gerada pela vela. No motor diesel a energia é fornecida pelo ar que se encontra a alta pressão e temperatura dentro do cilindro.

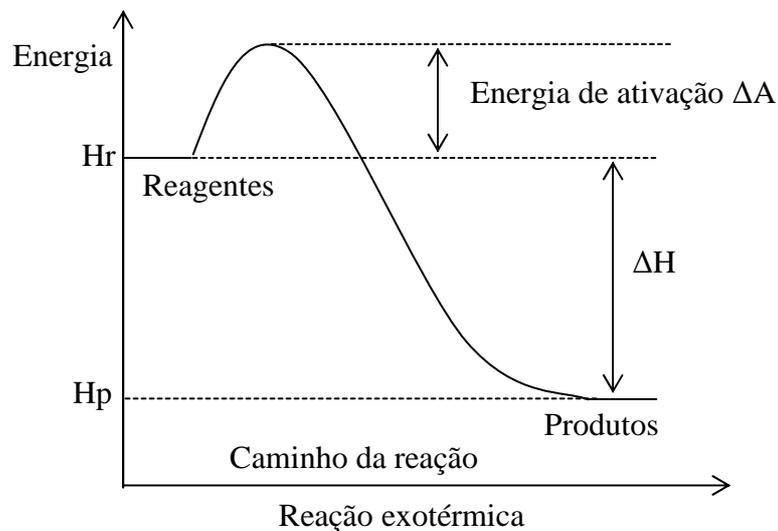


Figura 2.8 – Variação da energia em uma reação de combustão.

Fonte: Carvalho e McQuay, 2007.

A partir disto ocorre o desenvolvimento da chama dentro do cilindro, que pode ser de pré-mistura ou de difusão. Uma chama de pré-mistura ocorre quando o combustível e o comburente são misturados de forma homogênea antes de entrar na câmara de combustão, como no caso dos motores ciclo Otto. A chama de difusão ocorre quando a combustão acontece na superfície de contato entre o combustível e o comburente, sendo que a mistura e a combustão se dão simultaneamente (POINSOT e VEYNANTE, 2005). Os motores ciclo Diesel operam desta forma.

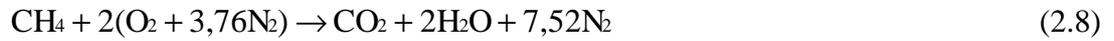
2.3.2 Estequiometria da combustão

Conforme já visto, para que ocorra combustão é necessário que haja um combustível e um oxidante, além de uma fonte de calor. O comportamento do processo de combustão irá depender também das proporções entre o combustível e o oxidante, o que influencia inclusive nos produtos da combustão, temperatura de operação do motor, economia de combustível e desempenho (MARTINS, 2011).

Em função destas proporções a mistura pode ser classificada em pobre ou rica. Uma mistura pobre apresenta massa de oxidante acima da necessária para realizar a queima do combustível contido na mistura, havendo assim excesso de oxidante. Uma mistura rica apresenta massa da oxidante inferior à necessária para queima completa do combustível.

Quando a massa de ar é exatamente a necessária para a queima do combustível contido na mistura, se diz que esta é estequiométrica (BRUNETTI, 2012).

Para o metano, por exemplo, a reação estequiométrica teórica simplificada apresentada por Carvalho e McQuay (2007) é apresentada na equação 2.8.



E a relação Ar/Combustível é dada pela equação 2.9.

$$\frac{A}{F} = \frac{2(32 + 3,76 \cdot 28)}{12 + 4} = 17,16 \quad (2.9)$$

Portanto a combustão estequiométrica de 1 grama de metano requer 17,16 gramas de ar.

A relação entre as misturas reais e estequiométricas aplicadas em um processo de combustão pode ser representada de duas formas: pela razão de equivalência ou pelo fator *lambda*. As duas representações são apresentadas por Brunetti (2012), Martins (2011), Poinot e Veynante (2005) e Heywood (1988). A razão de equivalência é a relação entre a razão combustível/ar real e a ideal, dada pela equação 2.10.

$$\phi = \left(\frac{Y_F}{Y_O} \right) / \left(\frac{Y_F}{Y_O} \right)_{st} \quad (2.10)$$

onde ϕ é a razão de equivalência, Y_F é a massa de combustível, Y_O é a massa de ar ou oxigênio, e o sub-índice st indica que os termos entre parênteses referem-se à condição estequiométrica. Pode ser dada também pela equação 2.11.

$$\phi = \left(\frac{Y_F}{Y_O} \right)_{st} \frac{\dot{m}_F}{\dot{m}_O} \quad (2.11)$$

na qual \dot{m}_F e \dot{m}_O são, respectivamente, as vazões mássicas de combustível e oxidante.

Se o valor da razão de equivalência for menor que 1, a mistura está pobre e se o valor estiver acima de 1 a mistura está rica. Quando a razão de equivalência for igual a 1 a mistura é estequiométrica.

Quando a combustão ocorre por chama de difusão, como no caso dos motores diesel, Poinot e Veynante (2005) citam que a equação 2.11 possui aplicação na superfície de interação entre o combustível e o oxidante, porém não representa o processo global no sistema de combustão, introduzindo para este fim a equação 2.12.

$$\phi_g = \left(\frac{Y_F}{Y_O} \right)_{st} \frac{\dot{m}_F^1}{\dot{m}_O^2} \quad (2.12)$$

na qual ϕ_g é razão de equivalência global.

Além da razão de equivalência, costuma-se também representar a relação de uma mistura ar/combustível com o uso do fator *lambda*, definido pela na equação 2.13.

$$\lambda = \left(\frac{Y_O}{Y_F} \right) / \left(\frac{Y_O}{Y_F} \right)_{st} \quad (2.13)$$

O *lambda* se diferencia da razão de equivalência por utilizar uma relação ar/combustível ao invés de combustível/ar. Assim, quando seu valor for menor que 1, a mistura será rica, quando for maior que 1 a mistura será pobre. Em caso de *lambda* igual a 1 a mistura é estequiométrica da mesma forma que na definição da razão de equivalência. A Tabela 2.5 mostra um comparativo entre o fator *lambda* e a razão de equivalência.

Tabela 2.5 - Comparativo entre o fator *lambda* e a razão de equivalência.

	Excesso de Ar (Pobre)	Estequiométrica	Excesso de Combustível (Rica)
<i>Lambda</i>	> 1	= 1	< 1
Razão de Equivalência	< 1	= 1	> 1

Fonte: Carvalho e McQuay, 2007.

A relação entre o *lambda* e a razão de equivalência é dada pela equação 2.14.

$$\lambda = \frac{1}{\phi} \quad (2.14)$$

É necessário, portanto, haver cuidado quando o assunto for estequiometria de combustão, a fim de informar o parâmetro e o valor correlacionado, pois conforme visto um é o inverso do outro.

2.3.3 Limites de inflamabilidade

Considerando uma mistura homogênea entre um combustível gasoso ou vaporizado e um oxidante, existe uma faixa de concentração de combustível na qual a chama consegue se propagar sem fonte de calor externa. Os valores máximos e mínimos desta faixa são os limites de inflamabilidade.

O limite inferior de inflamabilidade é a condição na qual a concentração de combustível é a mínima necessária para que a chama se propague, e nesta condição a mistura se apresenta pobre. O limite superior de inflamabilidade é a condição na qual a concentração

de combustível é a máxima em que a chama ainda se propaga, e nesta condição a mistura se apresenta rica.

Garcia (2002) chama atenção para o fato de que a energia liberada pela reação de combustão é mínima nas condições próximas aos limites de inflamabilidade e máxima na condição estequiométrica. A baixa energia liberada não compensa a energia que é liberada pelo processo para o meio e nestas condições a chama se extingue.

Os limites de inflamabilidade são influenciados por algumas variáveis do processo de combustão. O aumento da pressão ocasiona também um aumento da faixa de inflamabilidade, com o limite inferior se mantendo praticamente constante, enquanto o limite superior é elevado ainda mais. A Tabela 2.6 mostra a elevação do limite superior de inflamabilidade do gás natural em função da pressão.

Tabela 2.6 – Variação do limite superior de inflamabilidade do gás natural.

Pressão (MPa)	0,1	100	200	300	400	500	600
Limite Superior (%)	14	21	28	34	40	44	46

Fonte: Adaptado de Garcia, 2002.

Em função da concentração de oxigênio, verifica-se que o limite inferior não se altera, porém há um aumento do limite superior. Para o metano, por exemplo, misturado com ar apresenta um limite superior de 15%, enquanto misturado somente com oxigênio apresenta limite superior de 61% (CARVALHO e MCQUAY, 2007).

A elevação da temperatura normalmente causa um alargamento dos limites, até atingir-se a temperatura de auto-ignição, da forma apresentada na Figura 2.9. É possível verificar que a menor temperatura de auto-ignição ocorre próximo ao centro do gráfico. Nesta região está localizada a concentração de combustível estequiométrica.

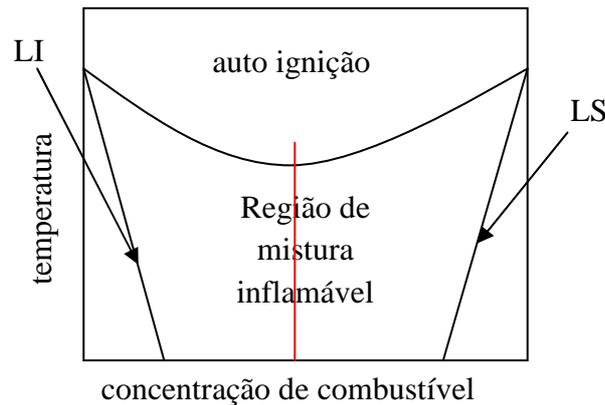


Figura 2.9 – Limites superior e inferior de inflamabilidade em função da temperatura.

Fonte: Carvalho e McQuay, 2007.

Na presença de dois combustíveis o limite superior e inferior podem ser calculados pelas equações 2.15 e 2.16, apresentadas por Carvalho e McQuay (2007).

$$LI = \frac{100}{\frac{C_1}{LI_1} + \frac{C_2}{LI_2}} \quad (2.15)$$

$$LS = \frac{100}{\frac{C_1}{LS_1} + \frac{C_2}{LS_2}} \quad (2.16)$$

nas quais LI e LS são os limites inferior e superior, LI_1 e LI_2 os limites inferiores do combustível 1 e 2, LS_1 e LS_2 os limites superiores do combustível 1 e 2, C_1 e C_2 são as proporções dos gases em percentual de volume.

2.3.4 Combustão em motores

A combustão nos motores é influenciada por diversos parâmetros de operação e de construção. A geometria da câmara de combustão, a regularidade espacial da mistura ar combustível, temperatura, formato dos coletores, método de entrada do ar ou mistura, razão de compressão, avanço de ignição ou injeção, dentre outros, interferem no desenrolar da queima.

A combustão nos motores de ignição por centelha ocorre, em uma situação ideal, com propagação em formato semiesférico, a partir do local de ignição (vela), até que a frente de chama atinja as paredes do cilindro. Por este motivo uma câmara de combustão em

formato semiesférico com a vela montada no centro é considerada a ideal para este tipo de motor.

Apesar disto, muitos tipos de câmara de combustão foram desenvolvidos para os motores, em formato de cunha, banheira, entre outros. Em situações reais a frente de chama ocorre de forma irregular, mesmo em câmaras semiesféricas, pois seu desenvolvimento depende também da regularidade da mistura em toda sua extensão e da turbulência.

Heywood (1988) descreve que a combustão em um motor ciclo Otto pode ser caracterizada pelas seguintes fases: (1) centelha; (2) desenvolvimento inicial da chama; (3) propagação da frente de chama; (4) extinção da chama. Martins (2011) ressalta que o final da fase 4 ocorre entre 30° e 90° após o pistão passar do ponto morto superior. Heywood (1998) descreve ainda que, para obtenção do maior torque e potência possíveis, a combustão deve ocorrer exatamente no ponto morto superior.

Porém, a pressão máxima durante a combustão é atingida apenas entre os períodos de desenvolvimento e propagação da frente de chama, os quais devem ocorrer quando o pistão estiver voltando após ter ultrapassado o ponto morto superior, não permitindo que este seja empurrado de volta contra o sentido de giro do motor. Portanto, há necessidade de um avanço no ponto de ignição, a fim de compensar esta inércia da combustão.

A formação da mistura ar/combustível também influencia no processo de combustão. Nos motores ciclo Otto, usualmente existem três formas difundidas para gerar turbulência na câmara de combustão e melhorar a mistura entre o combustível e o ar, conhecidos como *swirl* (A), *tumble* (B) e *squish* (C), mostrados na Figura 2.10.

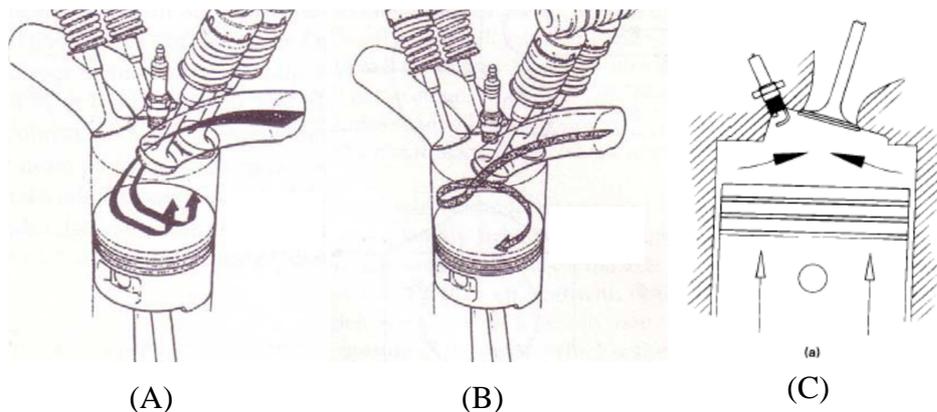


Figura 2.10 – Métodos de formação de turbulência em motores Otto.

Fonte: Lumley, 1999.

No método A, *tumble* (queda), o desenho do coletor de admissão, câmara de combustão e válvulas proporciona uma entrada rápida da mistura que se defronta com o topo do pistão, gerando um redemoinho transversal ao cilindro do motor.

O método B, *swirl* (redemoinho), é gerado normalmente pelo desenho da válvula de admissão e pelo formato do coletor de admissão os quais direcionam a mistura para a parede do cilindro, formando um redemoinho no mesmo eixo do cilindro.

O método C, *squish* (jato), faz com que a mistura que está mais próxima das paredes do cilindro seja deslocada rapidamente para o centro, onde está localizada a câmara de combustão. Esta movimentação rápida provocará a turbulência. Existem motores que operam ainda dois métodos, como *swirl* e *squish* ou *tumble* e *squish*.

Além da turbulência, a razão de equivalência também influencia no rendimento da combustão. Martins (2011) cita que os motores de queima pobre apresentam velocidades de combustão relativamente baixas se a turbulência da mistura não for suficientemente aumentada. A combustão poderá não ser completa e parte do combustível será emitida para a atmosfera.

Quanto à razão de compressão, verifica-se que seu aumento melhora o desempenho da combustão, pois aumenta a turbulência dentro do cilindro, facilita a ignição e aumenta a velocidade da frente de chama. A razão de compressão fica limitada no motor ciclo Otto pela possível ocorrência de auto-ignição da mistura.

Os motores ciclo Diesel apresentam características da combustão diferentes em relação ao ciclo Otto, pois esta ocorre de maneira mais lenta e progressiva. Na condição ideal a combustão no motor diesel ocorre de forma isobárica durante o processo de expansão, equivalendo ao tempo de injeção de combustível. Quanto maior o tempo de injeção de combustível, maior o comprimento da reta isobárica, isto é, maior será o trabalho líquido e, portanto, a carga que está sendo aplicada ao motor.

As fases da combustão em um motor diesel, segundo Heywood (1988) são: (1) atraso na ignição; (2) pré-mistura ou fase de combustão rápida; (3) fase de combustão controlada; (4) fase final da combustão. A Figura 2.11 apresenta estas fases em um diagrama de taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim. A referência 180° é o ponto morto superior.

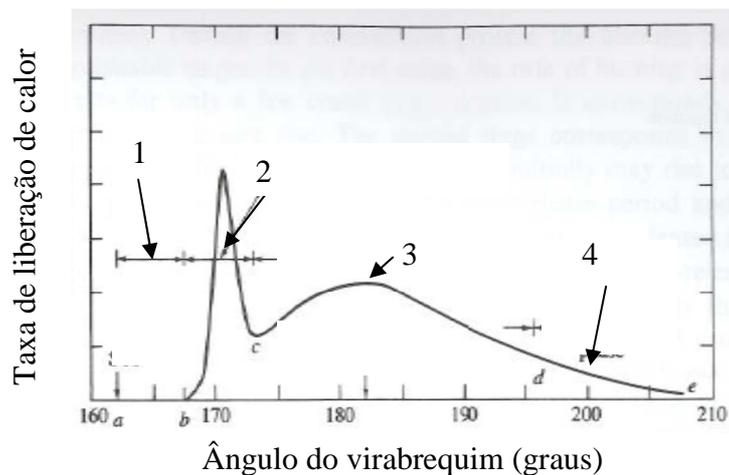


Figura 2.11 – Fases da combustão em um motor Diesel.

Fonte: adaptado de Heywood, 1988.

Quando o combustível é injetado na câmara de combustão primeiramente ocorrerá sua vaporização e mistura com o ar que está a sua volta, para então iniciar a combustão, caracterizando a etapa de atraso da ignição (1). Ela dependerá do grau de atomização proporcionado pelo sistema de injeção de combustível, ou seja, quanto menores as gotículas menor será o atraso, pois a evaporação e a mistura ocorrerão mais rapidamente. Na etapa 2 a combustão se propaga rapidamente para toda a câmara de combustão, elevando a pressão e a temperatura rapidamente e sem controle. A etapa 3 é na qual ocorre a combustão de maneira mais controlada, visto que a chama já está difundida por toda a câmara. Na etapa 4 a liberação de calor é baixa e a pressão começa a baixar não realizando trabalho significativo sobre o pistão.

O desenvolvimento das etapas descritas acima está relacionado aos parâmetros do motor, como por exemplo, a razão de compressão (já citada anteriormente), a formação do *spray*, a turbulência (também já citada anteriormente), ao avanço e pressão da injeção, tipo de câmara de combustão entre outros. Modificações nestes parâmetros influenciam diretamente na formação destas etapas.

O aumento da pressão do combustível gera gotículas de tamanhos menores, diminuindo, conforme já descrito antes, o atraso da ignição. A turbulência nos motores diesel geralmente é gerada pelo método *squish* com câmara de combustão alojada no próprio pistão, e não no cabeçote como nos motores de ciclo Otto.

O desenho da câmara de combustão pode também melhorar a mistura entre o ar e o combustível, como por exemplo, uma câmara no pistão com saliência central ao invés de plana.

Além destas características, muitas outras podem melhorar a combustão no motor diesel, como a sobrealimentação, a maior qualidade do combustível, o número de jatos do injetor e o ângulo que formam entre si.

Sobre a combustão no motor bi-combustível, Correia (2011, p.15) cita que:

Idealmente perto do fim da compressão, o *spray* de gasóleo é injetado no cilindro resultando em três zonas de combustão. Uma primeira zona de gasóleo não vaporizado e uma mistura altamente rica em volta do injetor no núcleo da combustão. A segunda zona é formada pela difusão do gasóleo vaporizado até perto da mistura ar+gás, que é inflamada devido às condições de temperatura e pressão. A queima desta pré-mistura forma a terceira região.

A Figura 2.12 mostra a representação da combustão apresentada por Lata e Misra (2010).

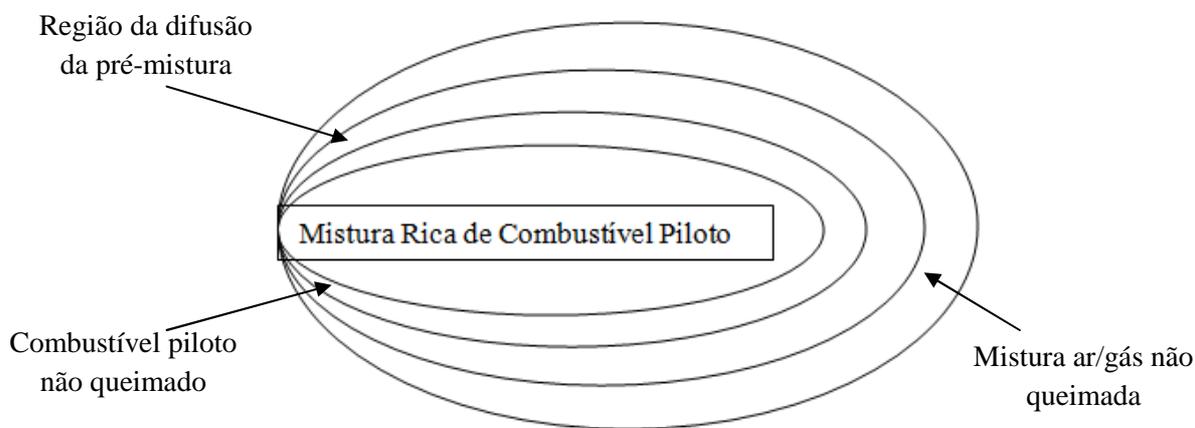


Figura 2.12 – Representação da combustão no motor bi-combustível.

Fonte: adaptado de Lata e Misra, 2010.

Lata e Misra (2010) citam que a zona mais afastada da injeção piloto é também uma zona de incombustos de ar e gás, sendo esta relativamente pequena e a mistura que sobrou queimada no próximo ciclo.

Nafis, Gajendra e Ramesh (2005) relatam que o gás natural possui a desvantagem de baixa velocidade de propagação da chama, porém isto proporciona redução da temperatura dos gases de escape devido ao maior tempo para troca térmica com as paredes do cilindro.

As fases da combustão, segundo Correia (2011), no motor bi-combustível são: (1) atraso da injeção piloto; (2) combustão da injeção piloto; (3) atraso da combustão da mistura primária; (4) combustão da mistura primária; (5) difusão.

A combustão no motor bi-combustível apresenta, portanto, características semelhantes tanto da combustão em motores diesel como da combustão em motores ciclo Otto.

2.4 Emissões em motores de combustão

Para avaliar o uso de combustíveis alternativos em motores de combustão interna é necessário verificar, além do desempenho técnico, o desempenho emissivo do motor. Os produtos da combustão certamente apresentam características nocivas à saúde humana e ao meio ambiente. A quantidade gerada de cada produto depende do combustível utilizado, das características do processo de combustão, do ciclo de funcionamento do motor, bem como dos parâmetros de operação do equipamento.

As emissões por motores de combustão vêm sendo controladas há alguns anos por normas elaboradas em diversos países, e a cada ano os limites são reduzidos. As mais aplicadas de forma geral são as europeias (EURO) e americanas (TIER), sendo que outros países, como Brasil, Índia, Japão e China, elaboram suas próprias normas com base nestas citadas anteriormente. Porém os motores de aplicação agrícola, como o ensaiado neste trabalho, são isentos da aplicação destas normas e, por isso, os resultados não foram comparados com estes padrões.

Estas exigências fizeram com que fossem desenvolvidas novas tecnologias para redução de emissões antes da combustão, durante a combustão e após a mesma. As tecnologias de prevenção antes da combustão englobam todo o desenvolvimento de combustíveis mais limpos e renováveis, como no caso do diesel S10 e da aplicação do GNV em motor diesel. O controle de emissões durante a combustão pode ser realizado com desenho de câmaras de combustão mais eficientes, correção de tempo e momento de injeção de combustível, sistema de recirculação de gases de exaustão (EGR), além de desenvolvimento dos sistemas de controle eletrônico de motores. O pós-tratamento de gases vem sendo realizado com uso de catalisadores, que reduzem as emissões de monóxido de carbono, hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio.

Os gases de escape de motores são formados por componentes redutores (H_2 , hidrocarbonetos, e CO), oxidantes (O_2 , NO, NO_2 , SO_2) e inertes (CO_2 , N_2 , H_2O), além dos materiais particulados e, segundo Martins (2011), são considerados poluentes o CO, os NO_x , SO_2 , os hidrocarbonetos e os particulados.

Em função dos tipos de motor e combustível, os componentes acima mencionados e suas concentrações podem variar. Um motor diesel apresenta valores acentuados de emissão de material particulado, por exemplo, enquanto um combustível gasoso apresenta valores baixos ou nenhum particulado. O SO_2 também é uma emissão característica de motores diesel, visto que o enxofre está presente na composição do óleo diesel. Além disso, cada uma das espécies químicas possui suas características, mecanismos e condições favoráveis para formação.

O monóxido de carbono é um gás que apresenta característica incolor e tóxica ao organismo humano. Davis (2000) cita que este componente resulta de uma baixa residência do combustível sob a condição de alta temperatura, não completando sua oxidação para dióxido de carbono. Em motores de combustão interna o tempo para que ocorra a queima do combustível é muito baixo, não havendo tempo suficiente para que ocorra toda a reação de combustão. Isto implica em redução da eficiência da combustão.

A alta concentração de monóxido de carbono nos gases resultantes da combustão de um motor pode estar relacionada tanto ao excesso de ar, quanto ao excesso de combustível. No caso de excesso de combustível, não haverá oxigênio suficiente para que ocorra oxidação completa dos monóxidos de carbonos para dióxidos de carbono. Neste caso os hidrocarbonetos estarão elevados também. Quando há excesso de ar, o calor é dissipado na massa de ar excessiva, fazendo com que a chama não obtenha condições para se autossustentar e extinguindo-a antes da queima completa. Neste caso poderão ocorrer também hidrocarbonetos não queimados em excesso. O parâmetro que irá determinar se existe excesso de ar ou excesso de combustível é o *lambda* ou a razão de equivalência.

O mecanismo de formação, segundo Martins (2012), consiste primeiro na quebra da molécula do combustível, seguida da reação com oxigênio, formando CO. Se houver oxigênio suficiente, o CO irá ser oxidado a CO_2 . Sua formação pode ocorrer ainda pela extinção da combustão nas paredes do cilindro forçada pela baixa temperatura nesta região, ou pela dissociação do CO_2 em altas temperaturas.

As emissões de CO são menores em motores a diesel, pois estes operam com excesso de ar. Porém, os motores ciclo Otto operam com mistura estequiométrica ou levemente rica em alguns regimes, necessitando de maior controle deste componente.

Os óxidos de nitrogênio produzidos por um motor são NO e NO₂, geralmente analisados pelo seu somatório, identificado como NO_x. São gases que contribuem para a formação de chuvas ácidas, devido à sua posterior reação com a água contida no ar ou na própria emissão do motor. O NO₂ representa uma parcela aproximada de 90% do total de NO_x, pois ao sair da câmara de combustão e encontrar uma atmosfera que contenha oxigênio, o NO oxida rapidamente a NO₂.

A classificação desta emissão é dada em função do mecanismo de formação, podendo ser a partir do nitrogênio contido no ar ou a partir do nitrogênio contido no combustível.

Quando formado a partir do nitrogênio contido no ar pode ser do tipo térmico ou rápido. O NO_x térmico ocorre a partir da equação 2.17 (Lora e Nascimento, 2004):



O NO_x rápido, chamado desta forma pela alta velocidade de formação na frente de chama, ocorre pela equação 2.18 (Lora e Nascimento, 2004):



A formação de óxidos de nitrogênio a partir do combustível é predominante no motor, pois a sua ocorrência começa em temperaturas próximas a 1000 K. Já para formação a partir do nitrogênio contido no ar são necessárias temperaturas acima de 2000 K (BRUNETTI, 2012).

Para a redução das emissões de óxidos de nitrogênio há, portanto, a necessidade de controlar a razão de equivalência dentro da câmara de combustão, podendo haver formação por descontinuidades na mistura que irão gerar pontos de alta temperatura. As tecnologias empregadas para controlar estes parâmetros envolvem a redução da temperatura da chama e controle da razão de equivalência, como por exemplo, o sistema EGR, reenvia uma parte dos gases de escape para a admissão do motor, diminuindo a quantidade de oxigênio disponível para oxidar o nitrogênio.

Os hidrocarbonetos são resíduos de combustível que não foram queimados durante a combustão, sendo liberados de forma líquida ou gasosa. Esta ocorrência diminui a eficiência da combustão e do processo de conversão de energia do motor, por levar consigo parte da energia que deveria ser transformada em trabalho.

Uma boa mistura entre o combustível e o ar pode diminuir a emissão de hidrocarbonetos pelo motor. No caso dos motores de ciclo Diesel é necessária que a atomização do combustível proporcione gotículas de combustível com menor tamanho possível a fim de aumentar a área de contato entre o ar e o combustível. Em caso de falha no sistema de alimentação de combustível que implique em atomização não adequada, parte do combustível não irá queimar e será eliminada no tempo de escapamento, aumentando a emissão de hidrocarbonetos. Davis (2000) cita ainda que na região adjacente a parede do cilindro, a temperatura menor seja insuficiente para a queima. Carvalho e Junior (2003) citam ainda que a existência de hidrocarbonetos nos produtos da combustão está associada com a capacidade de mistura entre os reagentes e o tempo de residência na câmara.

Assim como os óxidos de nitrogênio, os hidrocarbonetos também são emitidos em baixas concentrações nos motores a diesel devido à operação com excesso de ar. Brunetti (2012) afirma que há redução de cerca de 10 vezes em relação aos motores ciclo Otto.

Carvalho e Junior (2003) citam ainda que as emissões de CO e HC seguem o mesmo comportamento em relação à eficiência da combustão, e os métodos de controle de emissões de CO afetam da mesma maneira a emissão do HC. A equação 2.19 apresenta uma relação mássica estimativa dada por Carvalho e Júnior (2003) entre as emissões de CO, HC e a eficiência da combustão.

$$1 - \eta_c = (\text{HC} + 0,232 \text{ CO}) 10^{-3} \quad (2.19)$$

Assim, um aumento da eficiência da combustão significa menores emissões de hidrocarbonetos e de monóxido de carbono, ou seja, uma combustão mais completa. Cabe salientar também que os motores que operam com sistema bi-combustível de diesel e gás natural costumam apresentar elevados valores de emissões de hidrocarbonetos em relação à operação somente com diesel (CORREIA, 2011).

Em relação aos óxidos de nitrogênio, HC e CO, os fatores que influenciam suas formações atuam de forma divergente, como mostra o gráfico qualitativo da Figura 2.13.

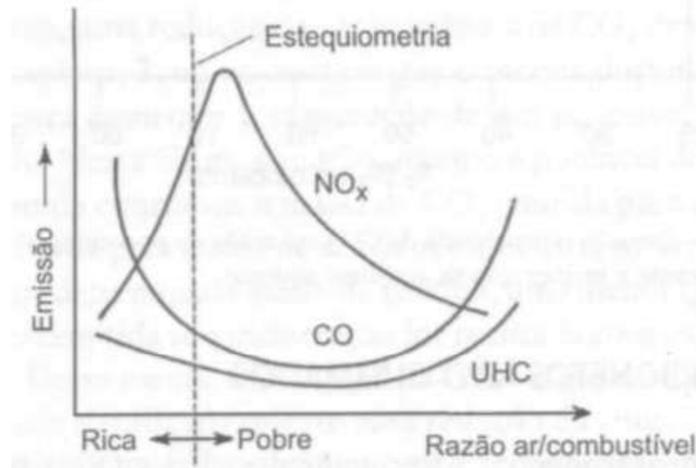


Figura 2.13 – Comportamento qualitativo das emissões de NO_x , CO e HC.

Fonte: Carvalho e McQuay, 2007.

Uma condição de mistura levemente pobre proporciona menores emissões de CO e HC, porém eleva a emissão de NO_x , pois a temperatura da frente de chama será próxima a máxima (adiabática), e temperaturas elevadas favorecem a formação deste poluente. Com misturas excessivamente pobres ou ricas, a emissão de NO_x , será reduzida devido a baixa temperatura, porém a combustão será incompleta.

A Figura 2.14 mostra como se formam os poluentes NO, HC e particulados em um motor diesel de injeção direta, com turbulência por *swirl*.

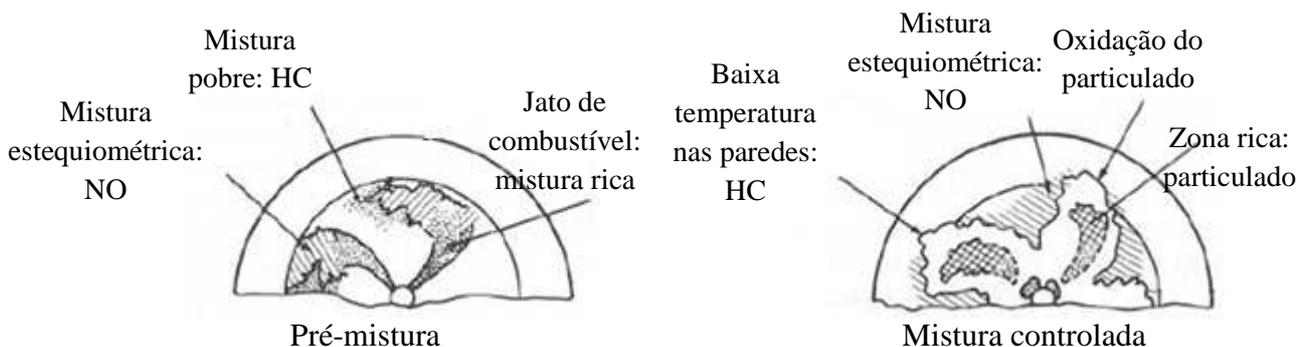


Figura 2.14 – Formação de poluentes em motores diesel nas fases de pré-mistura e mistura controlada.

Fonte: adaptado de Heywood, 1988.

Os óxidos de nitrogênio são formados em altas temperaturas, principalmente nas regiões em que a mistura é próxima à estequiométrica. Os hidrocarbonetos não queimados são oriundos das regiões próximas às paredes do cilindro, nas quais a temperatura é menor e a chama tende a extinguir-se. Os particulados são formados na zona de mistura rica, mais

especificamente dentro da chama, e sua posterior oxidação na zona mais externa provoca emissão de luz característica da chama. Os pontos de mistura excessivamente pobre favorecem também a formação dos hidrocarbonetos.

Em relação ao motor ciclo Otto, Heywood (1988) apresenta a formação de poluentes em função das regiões e tempos do motor, conforme a Figura 2.15.

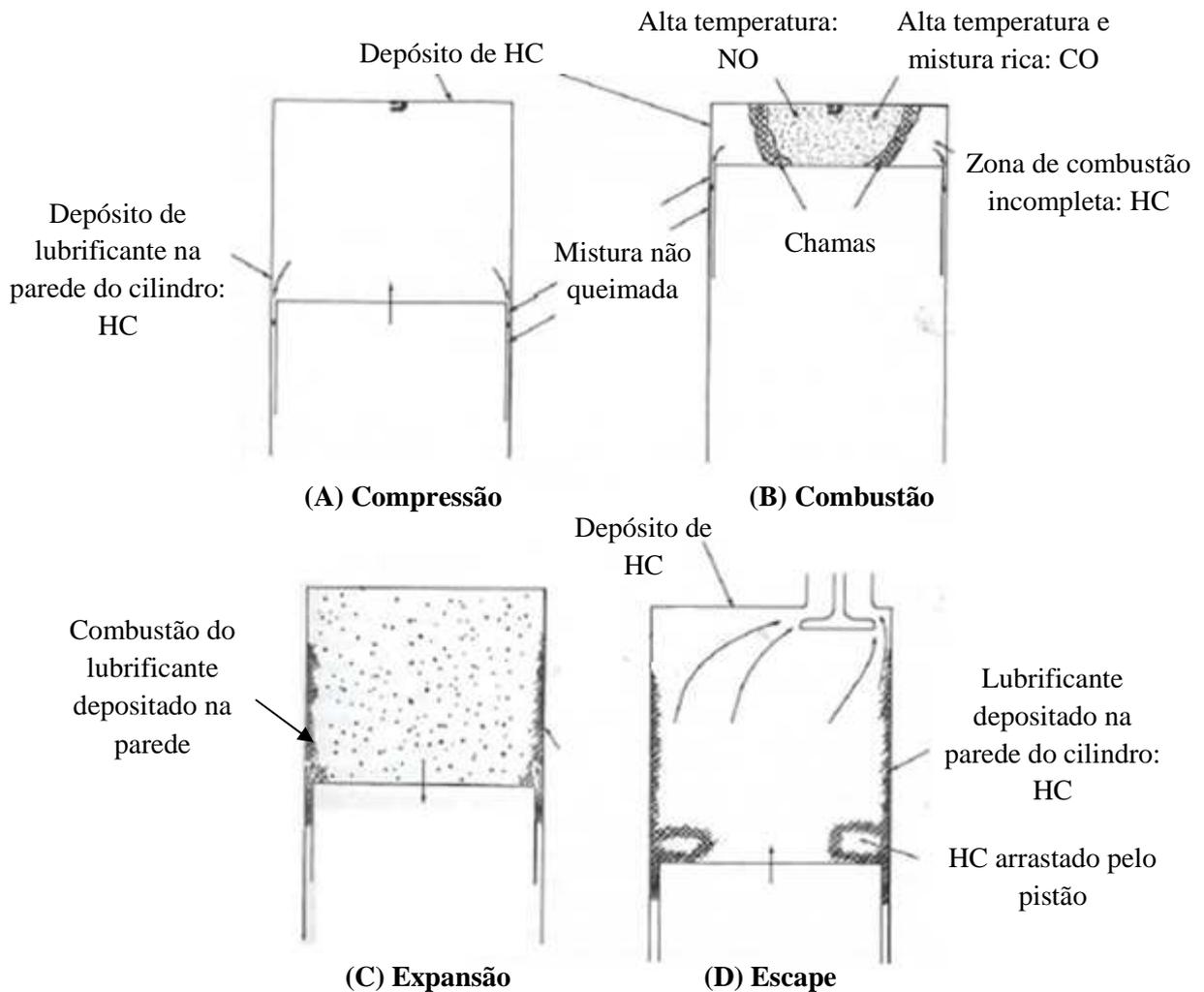


Figura 2.15 – Formação de poluentes no motor de ignição por centelha.

Fonte: adaptado de Heywood, 1988.

No tempo de compressão (A) verificam-se resíduos da combustão anterior nas paredes do cilindro, visto que a operação dos motores Otto é com mistura quase estequiométrica em regimes parciais e levemente rica a plena carga. O excesso de óleo lubrificante que fica depositado no brunimento do cilindro é raspado pelos anéis do pistão e entra em combustão juntamente com a mistura. Na região acima do anel de compressão entre

o pistão e o cilindro há também um depósito de HC da combustão anterior, visto que a chama se extingue nesta região. No momento da combustão (B) o centro da chama está a temperaturas altas e com uma mistura rica, proporcionando a formação de HC e NO. O HC também é formado pela combustão incompleta na região próxima à parede. No tempo de expansão (C) ocorre a queima dos resíduos de lubrificante, que também é composto por hidrocarbonetos. No tempo de exaustão (D) todo HC que se formou ou ficou depositado é expelido para fora do motor junto com os demais gases.

Em relação aos compostos de enxofre (SO_2 e H_2S), são formados nos motores de combustão a Diesel, em função do enxofre contido neste combustível. Segundo Brunetti (2012) a baixas temperaturas o SO_2 é oxidado à SO_3 , reagindo posteriormente com vapor de água, e finalmente formando ácido sulfúrico (H_2SO_4). O H_2S (ácido sulfídrico) causa corrosão nos motores, reduzindo sua vida útil.

Quanto ao gás natural, Carvalho e Júnior (2003) citam que a emissão de SO_2 na sua combustão é 98% menor que em combustão de óleos. Atualmente procura-se reduzir a concentração de enxofre nos combustíveis como método de redução das emissões de derivados deste elemento.

O material particulado ou fumo são definidos como partículas sólidas ou líquidas, possuindo geralmente dimensões menores que $1\ \mu\text{m}$, em suspensão no ar, e que obstruem, refletem ou difundem a luz (MARTINS, 2011). A legislação atual prevê o controle de enegrecimento de fumaça para motores a diesel, que podem apresentar este tipo de emissão em função de avarias no sistema de injeção de combustível que levem a uma queima rica.

O controle da fumaça é realizado por medição da opacidade (expressa em %) ou do coeficiente de absorção de luz (expresso em $1/\text{m}$), com um aparelho chamado opacímetro. Neste equipamento, um feixe de luz é emitido por uma fonte e atravessa a fumaça, devendo ser absorvido por um receptor. Se nenhuma luminosidade for detectada pelo receptor, a opacidade é igual a 100%, e se a mesma intensidade luminosa emitida for detectada pelo receptor, a opacidade é igual a 0%.

O dióxido de carbono não é considerado poluente, pois é um produto natural de qualquer combustão completa. Porém, a sua contribuição para o aumento do efeito estufa vem sendo atestada por diversas pesquisas, tornando-o, portanto, indesejável. A redução do CO_2 só é possível com utilização de menor quantidade de combustíveis que contenham carbono na composição, com uso de combustíveis de maior relação H/C ou aplicação de combustíveis renováveis.

2.5 Estado da arte

Baldissera (2013) realizou uma pesquisa sobre motores bi-combustível diesel e GNV com um motor semelhante ao estudado neste trabalho. Quando reduzido o débito de diesel de 100% para 70%, o motor apresentou redução no excesso de ar de 1,85 para 1,75, e a temperatura dos gases de escape aumentou de 259 °C para 283 °C. Para estas condições a potência medida foi de 6,62 kW, valor que representa aproximadamente 61,3% de carga, e a rotação de 2500 RPM. O consumo mássico de diesel reduziu 21,2% quando ensaiado no modo bi-combustível. O consumo específico de GNV foi de 199,17 g/kWh enquanto o consumo específico de diesel foi de 77,13 g/kWh. O consumo do motor operando apenas com óleo diesel foi de 257,11 g/kWh. Verificou-se em relação as emissões que, à exceção dos óxidos de nitrogênio, todos os outros constituintes tiveram seus valores reduzidos em relação ao motor original operando com diesel puro convencional.

Camargo (2003) realizou ensaios em dinamômetro, com um motor semelhante ao utilizado neste trabalho, e os resultados mostraram que todos os ensaios em modo bi-combustível apresentaram potências mais elevadas em relação aos ensaios em modo mono-combustível. Com percentuais de substituição elevados o motor apresentou irregularidades durante o funcionamento. Os melhores resultados atingidos foram com percentuais de 22% e 30% de diesel em relação aos ensaios com diesel puro, nos quais a potência aumentou respectivamente 14,05% e 13,7%. O consumo específico também foi reduzido com uso em modo bi-combustível.

Segundo Pereira, Braga e Braga (2010), resultados de testes experimentais mostram que um motor em funcionamento bicombustível pode ter um rendimento térmico superior ao verificado em sua operação original com Diesel, a altas cargas. Utilizando um motor Diesel de 4 cilindros, 4,3 litros de cilindrada, 145 cv a 2600 RPM, não foi possível elevadas taxas de substituição com baixas cargas. Para a faixa de carga próxima a 70%, o rendimento térmico apresentou redução com o aumento do percentual de substituição de diesel por gás natural. A emissão de material particulado, de óxido de nitrogênio e a opacidade decaem quando aumentado o percentual de substituição de diesel por gás natural. Observou-se também que, para uma mesma faixa de carga do motor, a redução do rendimento térmico acarreta um aumento da temperatura dos gases de escape.

Rao (2010), utilizando um motor ciclo Diesel monocilíndrico, 4 tempos, potência de 5,2 kW, acoplado a um dinamômetro, realizou ensaios no modo bi-combustível diesel e GLP,

com percentuais de substituição entre 10% e 50%. A eficiência do motor aumentou em todas as faixas de carga juntamente com o percentual de substituição. Para qualquer substituição de diesel por GLP houve acréscimo de eficiência em relação ao ensaio em modo mono-combustível diesel. O consumo específico de combustível foi menor quando o motor funcionou somente com diesel em baixas cargas. Porém, em cargas elevadas, o modo bi-combustível apresentou menores valores de consumo específico do que a operação apenas com diesel. A 80% de carga, por exemplo, os valores foram 270,3 g/kWh e 284,7 g/kWh, respectivamente. A opacidade da fumaça também apresentou redução no modo bi-combustível em relação à operação somente com diesel.

Correia (2011) realizou ensaios em um motor monocilíndrico, potência de 10 cv e cilindrada de 435 cm³. Para uma faixa de carga de 75% obteve maiores potências e menores consumos específicos quando o percentual de substituição foi maior.

Egusquiza (2006), utilizando um motor 4 cilindros semelhantes ao utilizado por Pereira, Braga e Braga (2010), em modo bi-combustível em banco dinamométrico, obteve maiores valores de potência neste modo de operação em relação ao uso de diesel puro, bem como redução do consumo específico de combustível. A razão de equivalência foi maior no modo bi-combustível em todas as faixas de carga em altas taxas de substituição (acima de 75%). O autor cita que a ocupação por parte do gás natural de um espaço anteriormente ocupado por ar, faz com que a razão de equivalência apresente esta redução. O monóxido de carbono, entre as cargas de 50% e 100% e taxas de substituição acima de 75%, apresentou emissões específicas entre 3 e 20 g/kWh. Sua emissão foi quase sempre maior no modo bi-combustível do que no modo mono-combustível, independente do regime de carga ou do percentual de substituição, sendo menor apenas a baixas rotações em 100% de carga. As emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados em elevados percentuais de substituição (acima de 75%) apresentaram valores entre 1,8 e 23 g/kWh. Em todos os regimes ensaiados a emissão dos hidrocarbonetos foram maiores que o correspondente ensaio em modo mono-combustível. De forma geral, o autor cita que as emissões de HC e de CO aumentam com o aumento do percentual de substituição de diesel por gás natural. Os óxidos de nitrogênio apresentaram menores valores quando o motor operou em modo bi-combustível, o qual possui a formação favorecida pelo aumento da temperatura na combustão e da concentração de oxigênio. Como os dois reduzem em função do aumento da taxa de substituição, o primeiro pela combustão incompleta e o segundo pela substituição de certo volume de ar por gás natural, o modo bi-combustível apresentou menores emissões

específicas deste componente. Verificou-se também uma diminuição das emissões de material particulado na operação diesel-gás.

Papagiannakis e Hountalas (2003) realizaram um estudo experimental com um motor monocilíndrico de 476 cm³, refrigerado a ar, injeção direta, com características semelhantes ao utilizado neste trabalho. Para 60% e 80% de carga a 2500 RPM foram obtidos os valores de vazão mássica de diesel e percentual de substituição mostrados na Tabela 2.7.

Tabela 2.7 – Vazão mássica e percentual de substituição de diesel em motor monocilíndrico.

Vazão mássica de diesel (kg/h)	Percentual de substituição
60% de carga	
1,059	0
0,641	54
0,269	80
80% de carga	
1,358	0
0,873	43
0,627	60
0,311	78

Fonte: adaptado de Papagiannakis e Hountalas, 2003.

Os autores obtiveram resultados em outros percentuais de substituição, rotação e carga, porém os valores apresentados na Tabela 2.7 referem-se às condições mais próximas às ensaiadas neste trabalho.

Papagiannakis e Hountalas (2003) avaliaram também o atraso da ignição e a duração da combustão quando substituído o diesel por gás natural. Para as três condições de carga ensaiadas (40%, 60% e 80%), o aumento do percentual de substituição causou também aumento no atraso da ignição, medido em ângulo do virabrequim. O atraso da ignição foi definido como o ângulo entre o início da injeção do combustível e o início da liberação de calor pela combustão. O tempo de duração da combustão também apresentou aumento em função de maiores percentuais de substituição. O consumo específico total apresentou maiores valores durante o uso em modo bi-combustível, ao contrário dos resultados obtidos por Egusquiza (2006), Correia (2011) e Camargo (2003), que utilizaram motores com características técnicas semelhantes. Um segundo estudo realizado por Papagiannakis (2010) também apresentou maior consumo específico para operações em modo bi-combustível.

Papagiannakis (2010) mostra uma redução do rendimento térmico do motor quando aumentado o percentual de substituição de diesel por gás natural, em todas as faixas de cargas e rotações ensaiadas. Neste mesmo trabalho, ao analisar as emissões, o autor mostra que a 2000 RPM a emissão específica de óxidos de nitrogênio foi reduzida com o aumento do percentual de substituição, inversamente ao ocorrido com o monóxido de carbono e com os hidrocarbonetos, que tiveram maior emissão específica, da mesma forma que os resultados obtidos por Egusquiza (2006). Os particulados também apresentaram redução.

Yoge (2007) realizou ensaios com diesel e gás natural em um motor de 6 cilindros, e a emissão de monóxido de carbono aumentou no modo bi-combustível em relação ao ensaio apenas com diesel.

3 METODOLOGIA

O trabalho realizado propôs a comparação de desempenho técnico e emissivo de um motor de combustão interna ciclo Diesel, operando em modo mono-combustível usando diesel (OD) ou óleo de soja (OS), e modo bi-combustível usando misturas de diesel convencional e gás natural (ODG) ou óleo vegetal (óleo de soja *in natura*) e gás natural (OSG). Os ensaios foram realizados no laboratório de motores da Universidade de Caxias do Sul.

Na operação em modo mono-combustível com óleo vegetal, o motor funciona da mesma forma que funcionaria com diesel convencional, sem alteração no sistema de entrada de combustível e de queima, ocorrendo apenas a simples substituição do combustível.

Para uso do gás natural foi montado um tubo de *venturi* (mesclador) na admissão de ar, sendo então o gás natural admitido devido à pressão na linha de gás e ao efeito *venturi* proporcionado pelo ar que passa para admissão do motor, ilustrado na Figura 3.1.

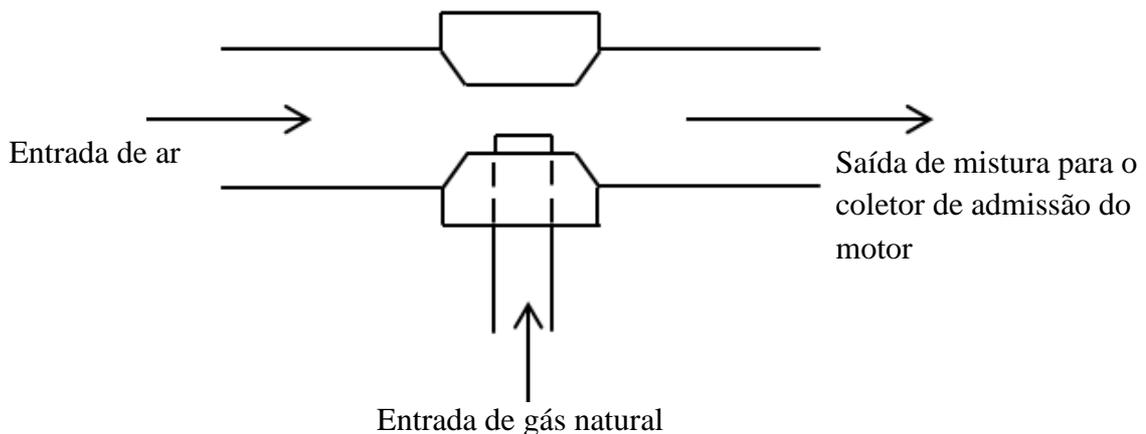


Figura 3.1 – Ilustração do sistema de alimentação de gás por efeito Venturi.

Quando utilizado modo bi-combustível o débito de injeção de combustível na bomba injetora é reduzido parcialmente, sendo o restante do combustível necessário introduzido na admissão através do tubo de *venturi*. A admissão de gás pode ser ajustada por uma válvula dosadora. A Figura 3.2 apresenta um esquemático da montagem dos componentes e instrumentos utilizados.

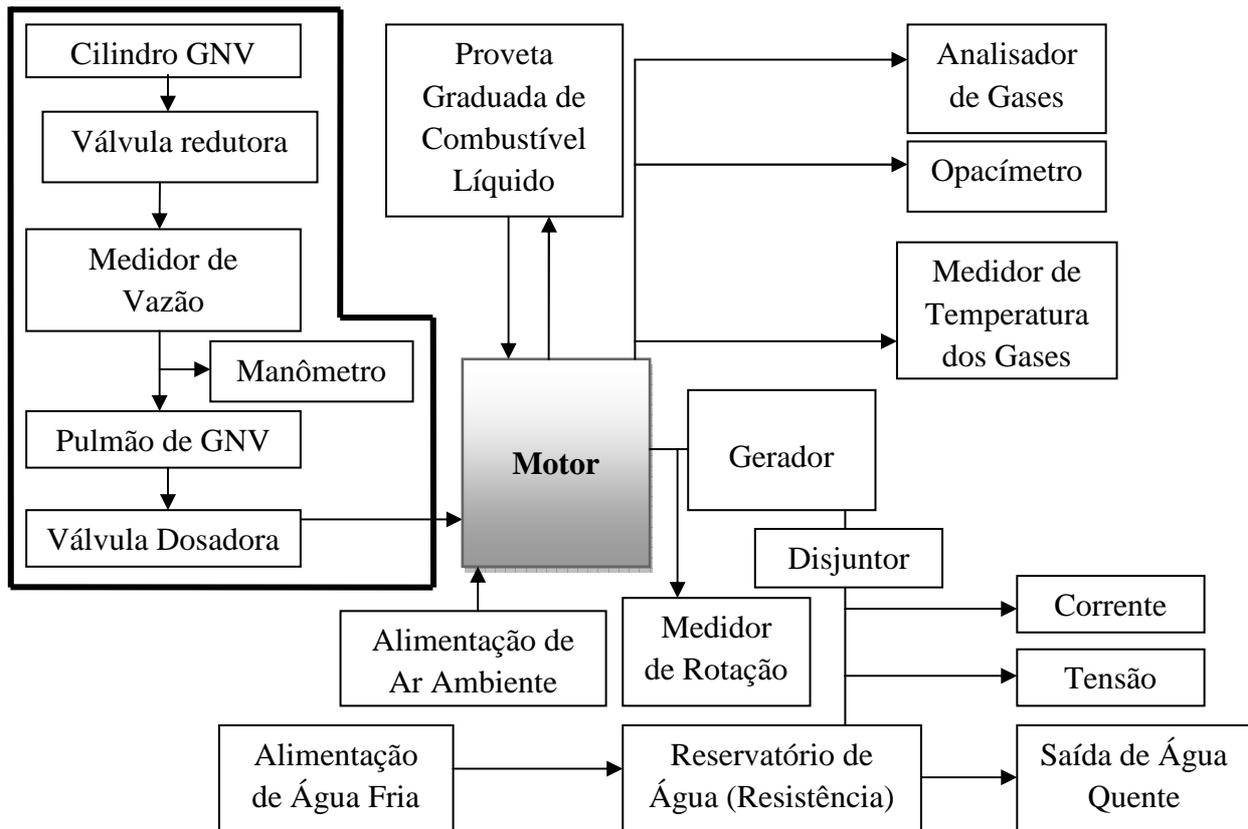


Figura 3.2 – Esquemática dos componentes montados.

O conjunto de acessórios destacados no lado esquerdo superior da Figura 3.2 refere-se ao sistema de alimentação e controle de gás natural, o qual foi adicionado ao sistema original do motor para operação no modo bi-combustível. Na operação somente com combustível líquido, a válvula dosadora é mantida fechada e esta parte do sistema não opera.

O desempenho foi avaliado a partir das medidas dos seguintes parâmetros: consumo de combustível e potência elétrica do gerador. Para avaliação do desempenho emissivo foi utilizado analisador de gases, registrando as emissões de monóxido de carbono, dióxido de carbono, óxidos de nitrogênio e dióxido de enxofre, metano, além de um opacímetro para verificação da opacidade dos gases.

3.1 Procedimentos de ensaio

Os ensaios foram realizados obedecendo alguns procedimentos descritos a seguir:

- o aquecimento do motor sempre foi realizado com diesel convencional por 20 minutos;

– o tempo de ensaio foi definido em 30 minutos. Nesse período as medições foram realizadas durante o tempo necessário para consumo de 50 ml de combustível líquido quantas vezes isso ocorresse;

– após aquecimento, sem carga, a rotação era ajustada para aproximadamente 1800 RPM;

– depois do ajuste inicial de rotação o disjuntor era ligado, aplicando-se a carga ao motor. Ao aplicar carga a rotação reduzia, necessitando novo ajuste;

– utilizando apenas diesel ou óleo de soja como combustível, a rotação era reajustada no próprio acelerador;

– utilizando diesel ou óleo de soja associado ao gás natural, o ajuste da rotação era realizado abrindo-se a válvula dosadora de gás natural até que a rotação estabilizasse novamente próxima a 1800 RPM.

Com a rotação ajustada iniciava-se o registro de dados, ao final do consumo dos 50 ml de combustível líquido. O tempo para consumo foi registrado com um cronômetro.

3.2 Instrumentos e equipamentos

Grupo Motor-gerador

O motor utilizado para realização dos testes foi um Agrale modelo M90, cujas características técnicas são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Características do motor diesel.

Número de cilindros/disposição	1 - vertical
Potência (cv/kW) a 2500 RPM	12/8,8
Ciclo	Diesel 4 tempos
Cilindrada	668 cm ³
Razão de compressão	20,5:1
Sistema de injeção	Direta Bosch
Ponto de injeção	21° Antes do ponto morto superior
Refrigeração	a ar por turbina incorporada ao volante
Pressão de abertura do injetor	(aproximadamente 1900 kPa) 19 kgf/cm ²
Consumo específico (em dinamômetro)	240 g/kWh

Fonte: AGRALE, 2013.

O motor Agrale M90 é dotado de sistema de alimentação de combustível Bosch, composto por bomba injetora, bico injetor e sistema regulador de velocidade. A bomba injetora é acionada por um ressalto em seu eixo, o qual movimenta um pistão que desloca o combustível para o bico injetor. A pressão na linha que chega até o bico injetor faz com que este abra a passagem de combustível para a câmara de combustão. Na condição original de fábrica a injeção de combustível ocorre a 21° antes do ponto morto superior.

O sistema regulador de velocidade atua sobre o débito da bomba injetora nos momentos de aplicação e retirada de carga, com objetivo de manter a rotação constante. É composto por um sistema centrífugo de contrapesos e molas.

A operação de regulação de velocidade ocorre constantemente no motor em função de pequenas variações de carga, mantendo a rotação dentro de uma faixa aceitável. A Figura 3.3 mostra a vista externa e internado sistema de aceleração do motor.

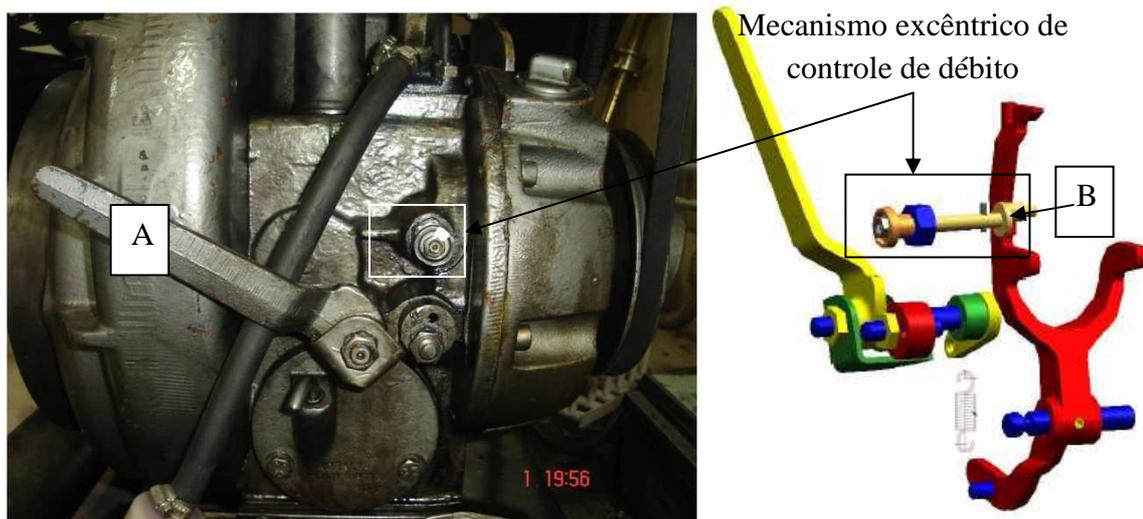


Figura 3.3 – Sistema de regulação montado no motor.

O mecanismo excêntrico de controle de débito opera limitando o curso da alavanca A, através do pino excêntrico B. A marca branca indicada na Figura 3.3 foi a referência utilizada nos ensaios para determinação do débito de combustível. Esta marca está em posição oposta ao pino excêntrico interno, e a determinação do débito foi da seguinte forma:

- quando a marca estiver para cima o pino excêntrico está para baixo e o débito é médio;
- quando a marca estiver para a direita o pino excêntrico está para a esquerda limitando a atuação da alavanca de débito ao mínimo;

- quando a marca estiver para a esquerda o pino excêntrico está para a direita, permitindo que a alavanca de débito desloque o seu curso máximo, ou seja, débito máximo.

O alternador montado junto ao motor é da marca Kohlbach, com potência aparente de 10 kVA, potência efetiva de 8 kW, 220 volts, trifásico.

Cilindro de gás natural e acessórios

O sistema de alimentação de gás é composto por um cilindro, válvula solenoide para liberação do gás para o motor, válvula redutora de pressão que reduz a pressão do gás para aproximadamente a pressão atmosférica, válvula de controle de vazão e uma válvula de mistura (mescladora), que funciona pelo princípio de Venturi, admitindo o gás para o motor. A Figura 3.4 mostra os componentes do sistema de gás montados junto ao motor.

O cilindro de GNV (Figura 3.4) possui capacidade para 30 litros com pressão de 220 bar, apto para armazenagem de aproximadamente 7,5 Nm³ (normal metro cúbico) e ponto para abastecimento diretamente em posto de combustível.



Figura 3.4 – Cilindro de gás natural e acessórios.

Analisador de gases

A análise de gases foi realizada com aparelho portátil do fabricante Madur, modelo GA-40, mostrado na Figura 3.5, inserindo a sonda diretamente no tubo de escape de gases do motor.



Figura 3.5 – Analisador de gases.

A Tabela 3.2 apresenta as variáveis registradas pelo analisador, seu alcance de medição e resolução.

Tabela 3.2 – Características do analisador de gases.

Variável	Faixa de medição	Resolução
O ₂	0-20,9 %	0,01 %
CO ₂	0-25 %	0,01 %
CO	0-4000 ppm	1ppm
NO/NO _x	0-5000 ppm	1ppm
NO ₂	0-1000 ppm	1ppm
SO ₂	0-5000 ppm	1ppm
Excesso de Ar	1-10	0,01
Eficiência da Combustão	0-120 %	0,1 %
H ₂ S	0-1000 ppm	1ppm

Fonte: Madur Eletronics, 2000.

O equipamento utilizado não mede a concentração de hidrocarbonetos não queimados, o qual seria um dos pontos para análise do motor diesel operando em modo bi-combustível. Durante os primeiros ensaios realizados foi utilizado um analisador de gases portátil Green Line 8000, e os resultados mostraram aumento no valor de emissão de hidrocarbonetos quando o motor funcionava com gás natural. Atualmente este analisador encontra-se em manutenção não sendo possível seu uso. Portanto, não foi analisada a emissão de hidrocarbonetos neste trabalho.

Para comparação dos resultados nas diferentes condições de operação ensaiadas, é necessário converter os valores obtidos em ppm e corrigi-los para uma mesma referência, geralmente o percentual de oxigênio, a fim de eliminar erros referentes a diluições e diferenças de condições. Nesse trabalho adotou-se como referência a potência elétrica gerada.

O procedimento aplicado é apresentado pelo fabricante do analisador de gases em um manual que demonstra os princípios de cálculos do equipamento. Os passos para realização da conversão são os seguintes:

- Calcular a concentração mássica de cada componente emitido, usando a equação 3.1.

$$C_{m/v} (\text{mg}/\text{m}^3) = C_{\text{ppm}} A_{\text{CO}} \quad (3.1)$$

no qual $C_{m/v}$ é a concentração massa/volume de um gás, C_{ppm} é a concentração medida pelo analisador e A_{CO} é um coeficiente individual para cada gás, com valores apresentados no Anexo A.

- Calcular o volume total de gases de escape, usando a equação 3.2.

$$V_{\text{TT}} = V_{\text{SS}} + (\lambda - 1)V_{\text{air}} \quad (3.2)$$

onde V_{TT} é o volume total de gases, V_{SS} é o volume de gases (base seca) produzidos na combustão completa, V_{air} é o volume de ar necessário para combustão completa.

- Calcular a massa total do componente, utilizando a equação 3.3.

$$C_{\text{TT}} = V_{\text{TT}} C_{m/v} \quad (3.3)$$

- Determinar a relação entre massa e energia, usando a equação 3.4.

$$E = \frac{C_{\text{TT}}}{\text{PCI}} \quad (3.4)$$

sendo E a relação entre massa e energia.

Quando o motor operou em modo bi-combustível foi realizada uma média ponderada dos valores de V_{SS} , V_{air} e PCI, em função da proporção mássica de cada combustível.

Com a equação 3.4 encontra-se a emissão específica de cada componente do gás de escape, em relação à energia contida no combustível. Para encontrar a relação da emissão em função da energia gerada pelo grupo gerador, divide-se o valor encontrado na equação 3.4 pelo rendimento do grupo gerador η_{GG} .

Opacímetro

Em motores a diesel, é comum o uso de medidor de opacidade para avaliar a poluição gerada pelo motor. O método é aplicado inclusive por órgãos regulamentadores como ferramenta para controle e inspeção veicular de caminhões e ônibus, não aplicando uma metodologia com analisador de gases convencional.

O opacímetro utilizado neste trabalho é do fabricante Napro, modelo NA9000, mostrado na Figura 3.6. Este analisador de opacidade possui aprovação do INMETRO e regulamentado para uso no programa de inspeção veicular de São Paulo.



Figura 3.6 – Opacímetro.

O equipamento possui funções de análise e comparação com algumas normas já memorizadas no *software*, que compara os valores registrados com os memorizados, ou medição instantânea, que mostra na tela os valores registrados instantaneamente. Os valores são obtidos via *software* instalado em computador, o qual se comunica com o opacímetro através de uma porta serial RS232. As características de medição são apresentadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Características técnicas do opacímetro.

Faixa de medição de opacidade	0-99%
Faixa de medição do coeficiente de absorção de luz	0-9,99 1/m
Precisão	±2%
Resolução	0,1
Temperatura da câmara	75 °C
Comprimento do feixe	430 mm
Tempo de resposta	0,9-1,1 s
Temperatura ambiente	5-40 °C
Umidade ambiente de funcionamento	0-95 %
Potência	400 W

Fonte: NAPRO, 2013.

Medidor de vazão de gás natural

O rotâmetro para o gás natural utilizado é constituído de um tubo de vidro e um flutuador, com escala gravada no próprio vidro, fabricante OMEL modelo “T”. A escala é de 0 a 5 Nm³/h, subdividida a cada 0,1 Nm³/h, com precisão de 2% do fundo de escala.

O equipamento foi montado junto ao painel de medições, mostrado na Figura 3.7, na linha entre o reservatório de gás natural e o reservatório pulmão. Para os valores obtidos de vazão foi realizada uma correção em função de temperatura e pressão do ambiente de ensaio. Esta correção foi baseada no método apresentado por Bega (2011), utilizando a equação 3.5.

$$Q_{\text{lida}} \rho_{\text{CNTP}} = Q_{\text{real}} \rho_{\text{amb}} \quad (3.5)$$

na qual Q_{lida} é a vazão lida no fluxômetro visualmente, ρ_{CNTP} é a massa específica do fluido a 273,15 K e 101,325 kPa, Q_{real} é a vazão a encontrar e ρ_{amb} é a massa específica do fluido nas condições ambientais desejadas.

Termômetro dos gases de escape

A temperatura dos gases de escape foi medida com um termômetro Novus 305, montado no painel de instrumentos (Figura 3.7), que utiliza um termopar. A sonda foi instalada em um furo no coletor de escape do motor, antes do silenciador, a fim de verificar a temperatura no ponto mais próximo possível da saída do cilindro. O equipamento possui faixa de medição entre -50 °C e 1300 °C, com resolução de 0,1 °C, registro de 5 medições a cada 2 segundos.

Medição de tensão e corrente

Pra medir a tensão na saída do alternador foi utilizado um multímetro Minipa modelo ET1110, escala de 600 volts alternados, com resolução de 1 volt e precisão de $\pm 1,2 \% + 10$ dígitos. A corrente foi medida com um amperímetro Instrutherm, modelo WDR-160, com capacidade para medir até 1000 A em corrente alternada ou contínua, precisão de $\pm 1,5 \% + 5$ dígitos. Os aparelhos foram montados no painel de instrumentos mostrados na Figura 3.7.

Medidor de rotação magnético

Foi utilizado também, para verificação da rotação do motor, um medidor universal, fabricante Napro, modelo PRO8500, o qual foi montado no painel de instrumentos (Figura 3.7). Este medidor funciona apenas captando as vibrações do motor através de sua sonda piezoelétrica, instalada sobre o cabeçote do motor. A faixa de medição é de 400 a 9999 RPM, com erro máximo de 15 RPM em rotações abaixo de 2000 RPM, e menor que 2 % em rotações acima de 2000 RPM.

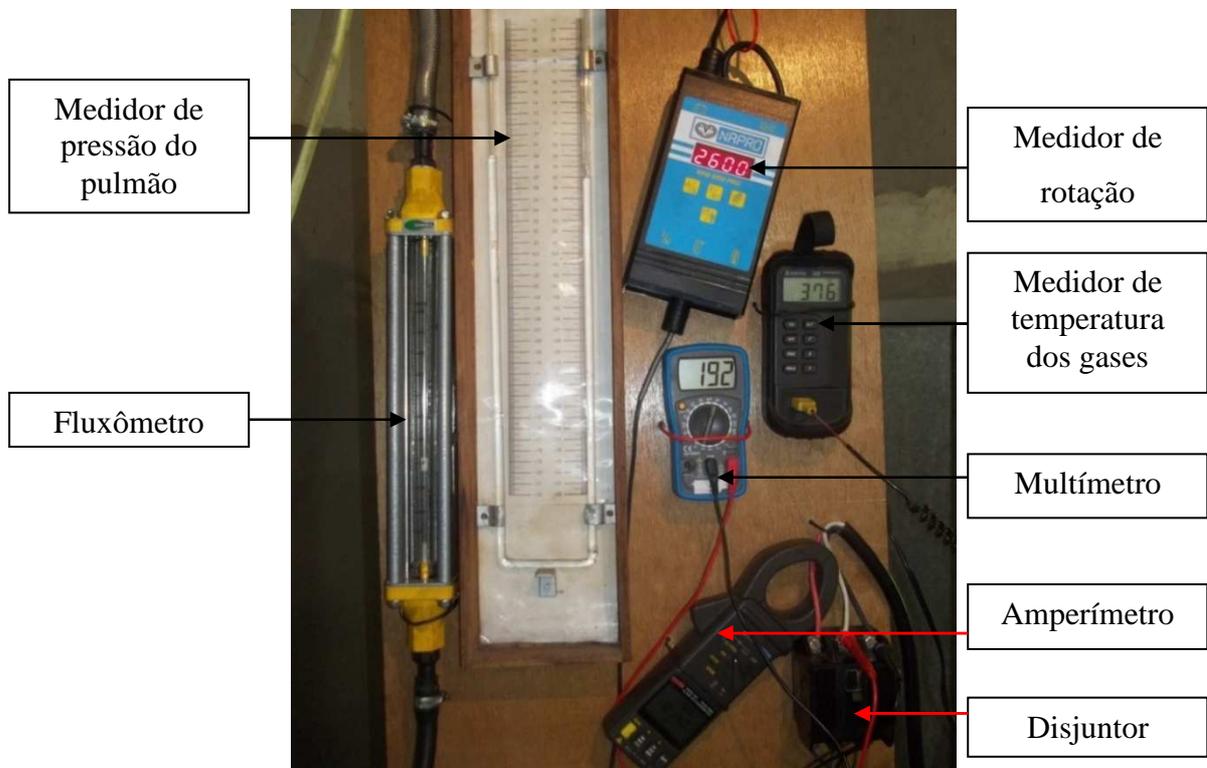


Figura 3.7 – Painel de instrumentos.

Proveta graduada de combustível

O consumo de combustível foi medido através de uma proveta graduada com capacidade de 100 ml e resolução de 1 ml, na qual foi montada a mangueira de alimentação de combustível para o motor e também a mangueira de retorno, substituindo o tanque de combustível original montado junto ao motor. O conjunto montado é mostrado na Figura 3.8.

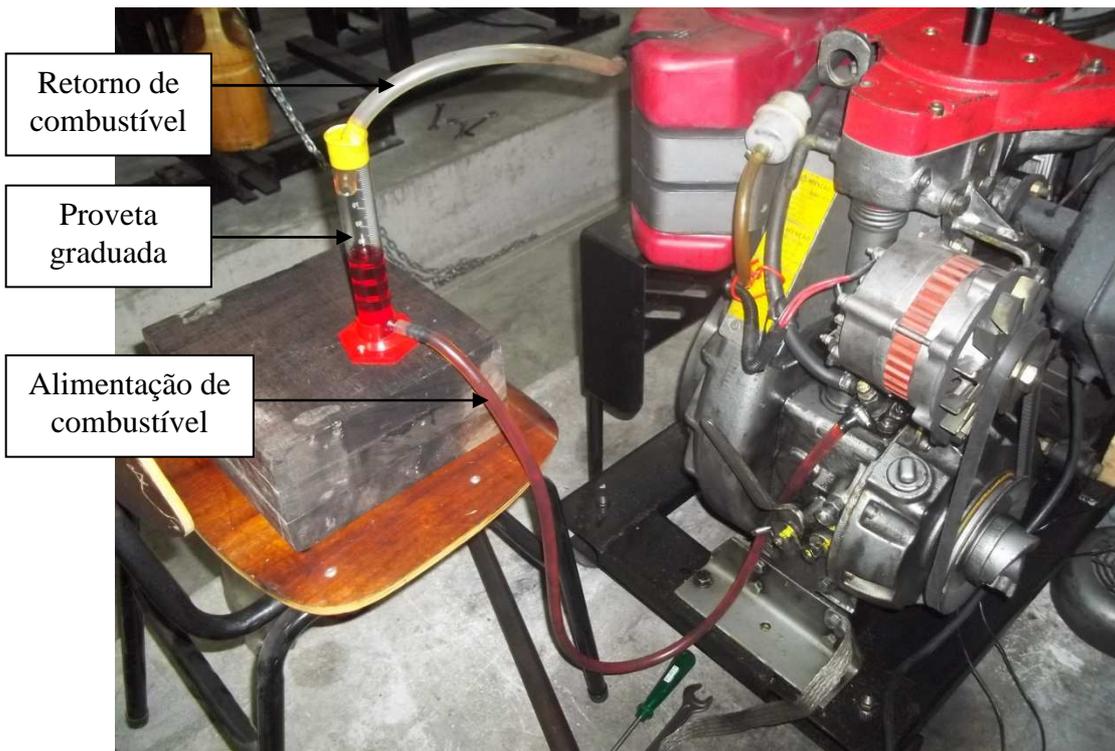


Figura 3.8 – Sistema de alimentação e retorno de combustível.

O sistema foi montado tomando-se cuidado para que a alimentação de combustível, na parte inferior da proveta, ficasse acima do nível da bomba injetora, conforme especificado pelo fabricante como requisito de operação. De modo similar o retorno de combustível para a proveta ficou ligeiramente abaixo do nível do retorno do motor, pois o mesmo escoava apenas por ação da gravidade.

Reservatório pulmão

Nos primeiros ensaios realizados, a vazão de gás natural foi medida com uso de um totalizador de volume, que não apresenta oscilação em sua medida, porém não se tratava de

um medidor de vazão, necessitando dividir sua medida pela cronometragem do tempo de ensaio. Passou-se a utilizar o rotâmetro anteriormente mencionado. O rotâmetro apresentou oscilação na sua medida durante a operação do motor com gás natural. Quando o motor não estava operando com gás natural o cursor do rotâmetro também apresentava algum movimento oscilatório.

Verificou-se que estas oscilações ocorriam devido à variação de pressão na admissão do motor, em função da depressão gerada pela descida do pistão no tempo de admissão e da maior pressão quando a válvula de admissão fechava-se.

A Figura 3.9 apresenta o reservatório pulmão instalado na linha de gás natural.

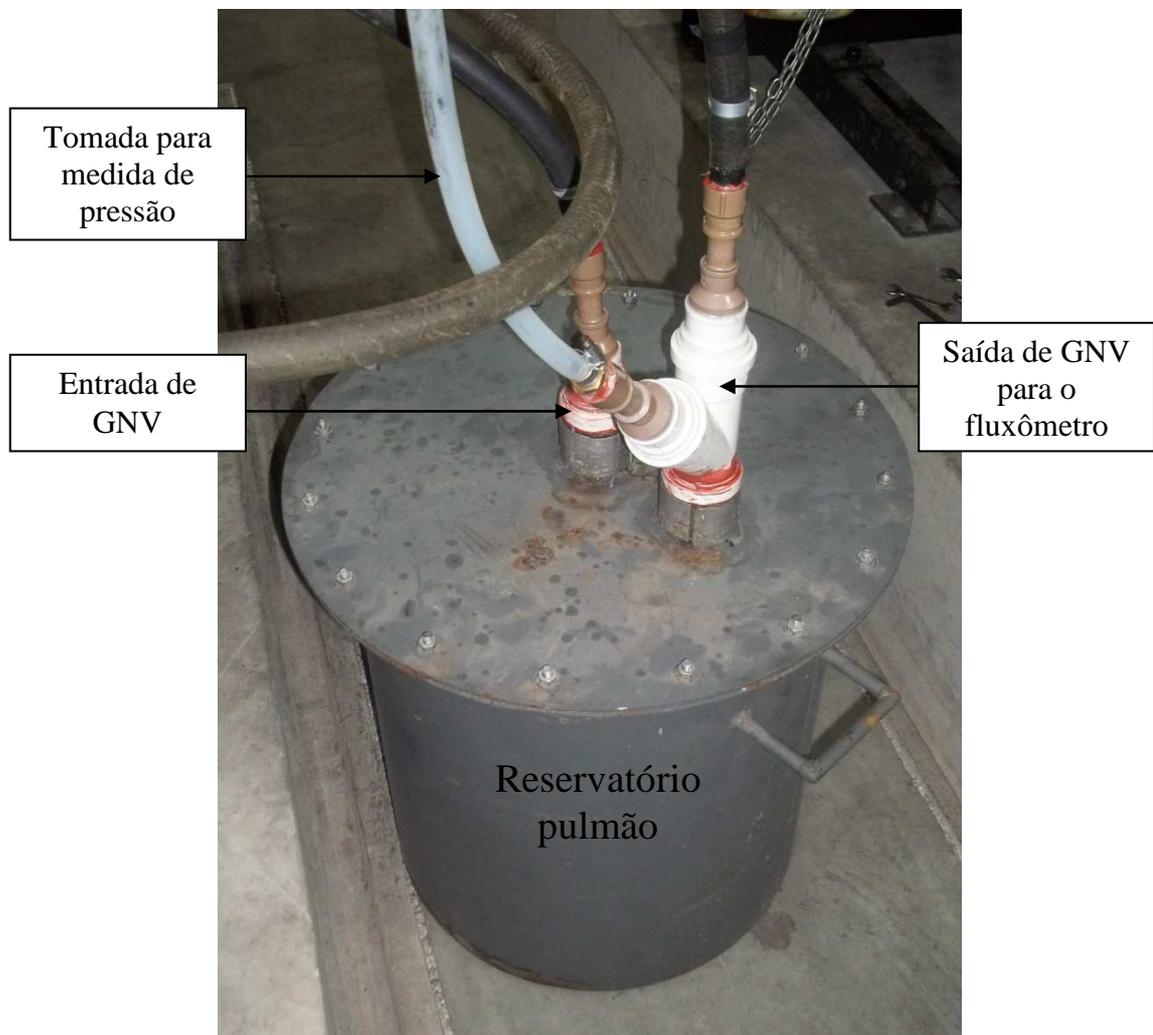


Figura 3.9 – Reservatório pulmão de gás natural.

Após a instalação do reservatório pulmão, com capacidade volumétrica de aproximadamente $0,083 \text{ m}^3$, não houve mais oscilação do cursor durante os ensaios com gás natural, bem como não apresentou valor algum quando o motor não operava com gás.

Medidor de rotação manual

Um tacômetro reflexivo a *laser*, modelo 461920 do fabricante Extech Instruments, foi utilizado para ajuste de rotação em 1800 RPM no eixo do gerador. Este equipamento emite um feixe de luz que reflete em uma fita reflexiva colada ao eixo no qual se deve medir a rotação, fazendo então sua leitura a partir da frequência da reflexão.

A medida deve ser realizada a uma distância entre 50 e 500 mm da fita reflexiva. Sua escala é de 2 a 99999 RPM, com resolução de 0,1 RPM (abaixo de 1000 RPM) ou 1RPM (acima de 1000 RPM).

Reservatório de água e resistência elétrica

Para dissipar a energia elétrica gerada utilizou-se uma resistência elétrica trifásica, com resistência ôhmica igual a 18 ohms, instalada em um reservatório, mostrado na Figura 3.10, com capacidade para 100 litros. Durante os ensaios o reservatório foi alimentado com água diretamente de uma torneira, sendo o excesso transbordado a fim de evitar a evaporação total.



Figura 3.10 – Reservatório de água e resistência elétrica.

3.3 Métodos para correção de potência e consumo específico

Sempre que um motor tiver que operar em altitudes elevadas, o seu desempenho será prejudicado pela rarefação do ar atmosférico. A quantidade de ar diminui enquanto que a de combustível se mantém inalterada, tornando a mistura ar-combustível rica e de baixa potência, em decorrência da combustão incompleta. Neste caso deve-se diminuir a quantidade de combustível a ser injetado na câmara de combustão.

Para o motor utilizado, o fabricante cita no manual do proprietário que os valores de potência não variam até 300 m acima do nível do mar, umidade do ar de 60% e temperatura de 20°C, e apresenta as devidas correções conforme a Figura 3.11.

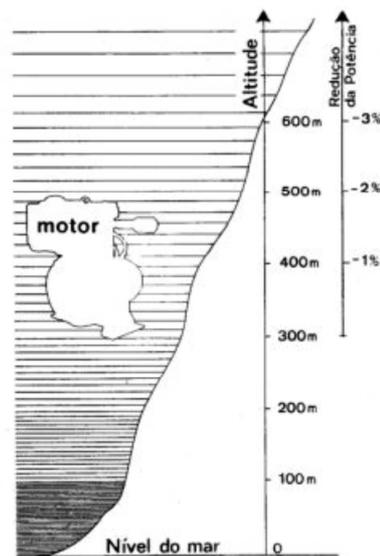


Figura 3.11 – Influência da altitude na potência

Fonte: AGRALE, 2013.

Os percentuais de redução de potência informados pelo fabricante são:

- 1% para cada 100 m acima de 300 m sobre o nível do mar;
- 4% para cada 10°C de temperatura acima de 20 °C;
- A umidade pouco influi.

Para que se possa declarar suas características de desempenho é necessário que tais condições atmosféricas sejam corrigidas para valores padronizados. Um procedimento de correção utilizado é descrito pela norma ISO 3046, parte I, que apresenta as condições padrões de referência e método de declaração de potência, consumo de combustível e de óleo lubrificante, estabelecendo procedimentos, métodos e equações para que as devidas correções possam ser realizadas. Sua aplicação compreende os motores de combustão interna

alternativos de uso terrestre, ferroviário e marítimo, exceto aplicados a veículos agrícolas, aeronaves e rodoviários.

A condição-padrão de referência é apresentada na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 – Condição-padrão de referência

Pressão Barométrica	Temperatura do Ar	Umidade Relativa	Temperatura do Fluido de Arrefecimento do Ar de Alimentação
100 kPa	298 K	30%	298 K

Fonte: ISO 3046, 2012.

Quando o motor operar em condições ambientais diferentes das especificadas na Tabela 3.4, é necessário realizar o ajuste da potência efetiva líquida para os valores medidos, através da aplicação das equações 3.6, 3.7 e 3.8.

$$P_C = \alpha P_E \quad (3.6)$$

$$\alpha = k - 0,71(1 - k) \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \quad (3.7)$$

$$k = \left(\frac{p_x + a \phi_x p_{sx}}{p_r + a \phi_r p_{sr}} \right)^m \left(\frac{T_r}{T_x} \right)^n \left(\frac{T_{cr}}{T_{cx}} \right)^q \quad (3.8)$$

nas quais P_C é a potência corrigida, α é o fator de ajuste de potência, k é a taxa de potência indicada, η_m o rendimento mecânico, p_x e p_r são as pressões medida e padrão, p_{sx} e p_{sr} são as pressões de saturação do vapor sob as condições medida e padrão, T_r é a temperatura absoluta do ar padrão, T_x a temperatura absoluta medida, T_{cr} e T_{cx} são as temperaturas padrão e medida do fluido de arrefecimento do ar admitido, e os coeficientes a , m , n e q possuem valores dados pela norma de acordo com o tipo de motor.

Para encontrar o valor do primeiro termo dentro dos parênteses na equação 3.8, a norma disponibiliza duas tabelas, nas quais o valor deve ser obtido por interpolação.

O terceiro termo da equação 3.8 é aplicável somente para motores sobre alimentados que possuem pós-resfriamento de ar.

O rendimento mecânico a ser considerado, quando não houver especificação do fabricante, é 0,8, conforme citado no item 10 da norma ISO 3046.

Além da potência, o consumo de combustível também requer correção em seu valor quando a operação ocorrer em local com condições ambientais diferentes das especificadas na Tabela 3.4, através da aplicação das equações 3.9 e 3.10.

$$b_x = \beta b_r \quad (3.9)$$

$$\beta = \frac{k}{\alpha} \quad (3.10)$$

onde b_x é o consumo específico de combustível medido, β é o fator de correção, e b_r é o consumo específico nas condições padrões.

Martins (2011) apresenta um fator de correção calculado de forma diferente, mostrado na equação 3.11.

$$C_f = \frac{p_{pd}}{p_{atm} - p_{vap}} \sqrt{\frac{T_{atm}}{T_{pd}}} \quad (3.11)$$

em que p_{pd} é a pressão atmosférica padrão, p_{atm} é a pressão atmosférica medida, p_{vap} é a pressão parcial de vapor atmosférico medido, T_{pd} é a temperatura padrão e T_{atm} é a temperatura ambiente medida.

Para determinar a potência corrigida, multiplica-se a potência medida pelo fator de correção, conforme a equação 3.12.

$$P_{COR} = C_f P_{MED} \quad (3.12)$$

na qual P_{COR} é a potência corrigida e P_{MED} é a potência medida.

O método acima é apresentado tanto por Martins (2011) quanto por Heywood (1988), porém o método aplicado neste trabalho será o descrito pela ISO 3046.

3.4 Cálculos de consumo específico total de combustível, percentual de substituição e eficiência.

Para os ensaios em modo mono-combustível, o consumo específico de combustível foi calculado aplicando-se a equação 3.13.

$$CE = \frac{\dot{m}}{P} \quad (3.13)$$

na qual CE é o consumo específico, \dot{m} é a vazão mássica de combustível e P é a potência.

No modo de operação mono-combustível, \dot{m} equivale à vazão mássica do combustível líquido.

Para calcular o consumo específico total nos ensaios em modo bi-combustível, considerou-se a massa de gás que possui o mesmo valor energético que 1 kg de diesel, e os poderes caloríficos apresentados na revisão bibliográfica, convertendo então o consumo mássico de gás medido em kilogramas equivalentes de diesel. Este procedimento foi adotado também por Camargo (2003). Somando este valor ao consumo de diesel obteve-se o consumo específico total.

O percentual de substituição de combustível líquido por gás natural foi calculado tendo como base o consumo específico de combustível do ensaio mono-combustível, aplicando-se a equação 3.14.

$$S = 100 \frac{CE_{mc} - CE_{bc}}{CE_{mc}} \quad (3.14)$$

na qual S é o percentual de substituição, CE_{mc} é o consumo específico de combustível líquido puro em ensaio mono-combustível, CE_{bc} é o consumo específico de combustível líquido em modo bi-combustível.

O cálculo da eficiência de conversão do grupo gerador é realizado utilizando as equações 3.15 e 3.16.

$$\eta_{bc} = \frac{P}{\dot{m}_l PCI_l + \dot{V}_{GN} PCI_{GN}} \quad (3.15)$$

$$\eta_{mc} = \frac{P}{\dot{m}_l PCI_l} \quad (3.16)$$

onde P é a potência gerada pelo alternador, \dot{m}_l é a vazão mássica de combustível líquido, PCI_l é o poder calorífico inferior do óleo de soja ou diesel, \dot{V}_{GN} é a vazão volumétrica de gás natural e PCI_{GN} é o poder calorífico inferior do gás natural. Os valores de PCI foram apresentados anteriormente nas Tabelas 2.2, 2.3 e 2.4. A equação 3.15 refere-se ao motor operando em modo bi-combustível, enquanto a equação 3.16 refere-se à operação em modo mono-combustível apenas com óleo de soja ou diesel.

Todos os cálculos realizados estão apresentados num exemplo no Apêndice D.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Análises de desempenho técnico

Os resultados apresentados referem-se aos realizados em 03, 17 e 24 de janeiro de 2014, cujos valores das medições realizadas são apresentados no Apêndice A (desempenho técnico) e Apêndice B (desempenho emissivo). Outros ensaios foram realizados durante o ano de 2012 e 2013 para verificação do comportamento de equipamentos de medição e ajustes paramétricos, bem como conhecimento da forma de operação do motor e do gerador.

As condições ambientais e fatores de correção calculados para cada dia de ensaio realizado são informados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Condições ambientais nos dias de ensaios.

03/01/2014	
Umidade relativa	82%
Temperatura ambiente	30 °C
Pressão atmosférica	91459 Pa
Fator de correção de potência (ISO 3046)	0,8499
Fator de correção de consumo específico (ISO 3046)	1,0259
17/01/2014	
Umidade relativa	55,27%
Temperatura ambiente	28 °C
Pressão atmosférica	92259 Pa
Fator de correção de potência (ISO 3046)	0,8873
Fator de correção de consumo específico (ISO 3046)	1,0192
24/01/2014	
Umidade relativa	57,83%
Temperatura ambiente	30,3 °C
Pressão atmosférica	92125 Pa
Fator de correção de potência (ISO 3046)	0,8814
Fator de correção de consumo específico (ISO 3046)	1,0212

As temperaturas de bulbo úmido, temperatura de bulbo seco e pressão atmosférica foram medidas dentro da sala de testes. Como o ambiente de ensaio localiza-se a aproximadamente 800 m de altitude, a pressão atmosférica local é inferior aos 100 kPa da pressão padrão apresentada como referência pela norma ISO 3046 (Tabela 3.4), o fator de

correção de potência apresentou valores abaixo de 1 e o fator de correção de consumo específico foi maior que 1.

Os valores de massa específica do diesel e do óleo de soja utilizados nos cálculos foram obtidos experimentalmente com uso de uma balança e uma proveta. Os valores e procedimento encontram-se no Apêndice C.

Para encontrar a vazão mássica do gás natural foi calculada a massa específica, considerando este como um gás ideal. A pressão utilizada foi a atmosférica medida no dia do ensaio. Para a temperatura, observou-se que, na válvula redutora de pressão de gás natural, ocorreu condensação da umidade do ar, caracterizando que o gás encontrava-se a uma temperatura menor que a temperatura ambiente medida. Adotou-se então para os cálculos uma temperatura do gás 10 °C menor que a temperatura ambiente.

Após aquecimento do motor, por 20 minutos em cada dia, o primeiro ensaio realizado foi com diesel puro. Os dados e resultados dos ensaios com diesel são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Resultado médio dos ensaios com diesel puro.

Ensaio	Unidade	1-OD	2-OD	3-OD
Número de registros	-	8	5	8
Tempo de ensaio	s	629	464	753
Data do ensaio	-	03/01	17/01	24/01
Potência corrigida	kW	6,08	5,05	5,04
Consumo específico corrigido	g/kWh	302,73	311,20	306,79
Rendimento (eq. 3.16)	%	27,93	27,35	27,69
Vazão mássica diesel	g/s	0,5249	0,4447	0,4385
Temperatura média dos gases de escape	°C	425,5	381,8	392,8

Durante os ensaios com diesel puro (S500) em cada dia, o motor apresentou funcionamento regular, sem oscilações. No primeiro dia de ensaio, o alternador apresentou falhas no sistema de excitação, necessitando limpeza nos coletores e escovas para voltar a gerar energia. O primeiro ensaio com diesel realizado no dia 03/01/2014 resultou em valores de tensão próximos a 220 volts, enquanto nos demais dias a tensão média baixou para 195 volts, o que explica a queda nos valores de potência e vazão mássica de combustível nos ensaios 2-OD e 3-OD. Baldissera (2003) obteve consumo específico de 257,11 g/kWh, enquanto Rao *et al* (2010) obteve consumo específico próximo a 300 g/kWh, valores inferiores aos medidos neste trabalho, ambos realizando ensaios em motores semelhantes.

Baldissera (2003) obteve ainda vazão mássica de 0,47 g/s de diesel. Os resultados de consumo específico dos trabalhos citados referem-se a ensaios em dinamômetro, relacionando o consumo de combustível com a potência disponibilizada no eixo do motor. Porém, neste trabalho os ensaios foram realizados com um grupo gerador, medindo-se a potência elétrica na saída do alternador. Isto faz com que o valor do consumo específico aumente em função das perdas do acoplamento de correia e perdas no alternador.

A temperatura dos gases de escape foi medida na saída do coletor do motor, antes do gás passar pelo abafador de ruído. Observou-se que a temperatura dos gases de escape é diretamente proporcional à carga aplicada no motor, tanto que sem carga os gases apresentavam temperaturas próximas a 220 °C, que aumentaram quando aplicada carga. Por isso os ensaios 2-OD e 3-OD da Tabela 4.2 apresentaram menores valores que o obtido no ensaio 1-OD. Baldissera (2003) obteve temperatura de 259,45 °C, porém medida após o abafador de ruídos. Os resultados da operação em modo bi-combustível diesel e gás natural são apresentados na Tabela 4.3 em ordem crescente de substituição.

Tabela 4.3 – Resultados médios dos ensaios com diesel e gás natural associados.

Ensaio	Unidade	1-ODG	2-ODG	5-ODG	3-ODG	6-ODG	4-ODG
Número de registros	-	4	2	4	1	3	1
Tempo de ensaio	s	547	423	1382	737	2711	1222
Data do ensaio	-	03/01	03/01	24/01	03/01	24/01	17/01
Potência corrigida	kW	6,22	6,71	5,35	5,50	5,11	5,10
Consumo específico corrigido - diesel	g/kWh	170,30	102,02	78,77	35,71	30,10	23,39
Consumo específico corrigido – gás	g/kWh	56,10	124,76	209,80	240,93	260,63	261,62
Consumo específico total*	g/kWh	241,46	260,26	344,87	341,30	360,67	355,22
Rendimento (eq. 3.15)	%	33,17	29,14	21,60	21,19	20,19	20,67
Vazão mássica diesel	g/s	0,3018	0,1951	0,1195	0,0560	0,0436	0,0338
Substituição de diesel por gás (eq. 3.14)	%	43,7	66,2	74,3	88,2	90,2	92,5
Temperatura média dos gases de escape	°C	425,5	430,0	404,5	-	444,5	435,0

* considerando a conversão de gás natural em diesel equivalente de energia.

O percentual de substituição foi calculado em relação ao consumo específico de combustível durante a operação com diesel puro, mostrado anteriormente na Tabela 4.2. Durante estes ensaios a carga do gerador não foi alterada, mantendo-se a mesma resistência

elétrica em todos os ensaios. A variação apresentada no valor de potência está relacionada à temperatura de operação dos enrolamentos do alternador. O trabalho realizado por Baldissera (2010) apresentou baixa variação de potência independente do percentual de substituição.

A potência média nos ensaios foi de 5,66 kW, o que representa 70,8% da potência que o grupo gerador pode disponibilizar em regime de operação de emergência. As elevadas taxas de substituição aplicadas foram possíveis devido ao elevado percentual de carga. Os elevados valores de substituição foram possíveis no trabalho de Pereira, Braga e Braga (2010) somente com carga superior a 50%.

Nas condições apresentadas na Tabela 4.3 com taxa de substituição igual a 88,2%, 90,2% e 92,5%, o motor apresentou vibração maior do que operando apenas com diesel puro, bem como oscilação da rotação, dificultando o ajuste em 1800 RPM, oscilando em aproximadamente 50 RPM para mais ou para menos. Durante a operação apresentou também ruídos (estouros), características descritas na literatura como ocorrência de pré-ignição da mistura ar/gás natural. Com baixo percentual de substituição, nas condições de pressão e temperatura do motor, provavelmente a concentração de gás natural foi baixa para auto-ignição. Aumentando-se o percentual de substituição, o gás natural ultrapassava seu limite inferior de inflamabilidade nas condições de pressão e temperatura do cilindro, ocorrendo assim a combustão espontânea.

O consumo específico total de combustível em modo bi-combustível é apresentado na Figura 4.1.

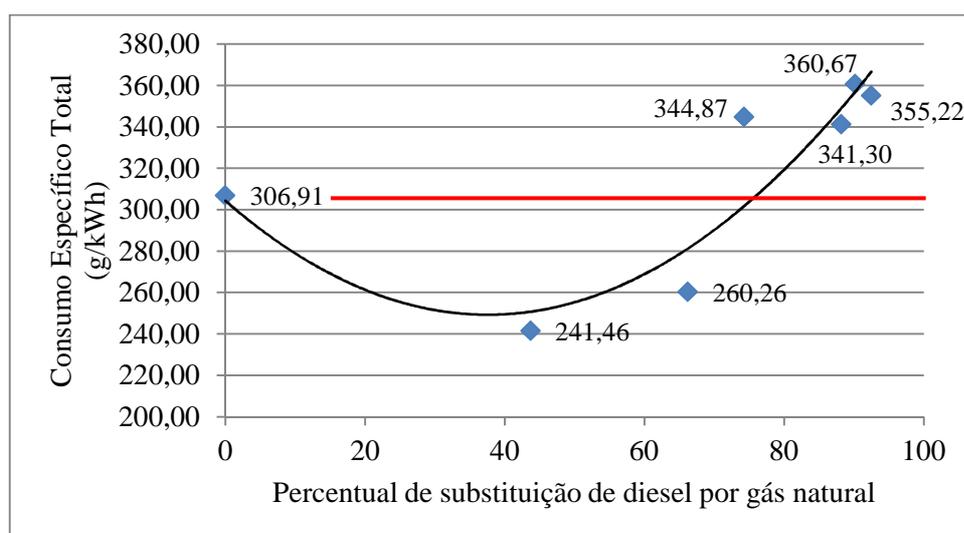


Figura 4.1 – Consumo específico total em modo bi-combustível diesel e gás natural.

De forma geral o aumento do percentual de substituição ocasionou aumento no consumo específico total de combustível, ao contrário dos resultados obtidos por Camargo (2003), que utilizou o mesmo procedimento para calcular o consumo específico total e motor semelhante ao utilizado neste trabalho, mas testado em dinamômetro.

Verifica-se ainda que para, os percentuais de substituição de 43,7% e 66,2%, o consumo específico total ficou bem abaixo do consumo obtido na operação apenas com diesel. Estas duas condições tiveram também os melhores rendimentos, o que está diretamente associado ao menor consumo. Os demais percentuais de substituição apresentaram consumo específico total maior que o ensaio somente com diesel (acima da linha vermelha na Figura 4.1).

O comportamento do rendimento do grupo gerador em função do percentual de substituição é apresentado na Figura 4.2.

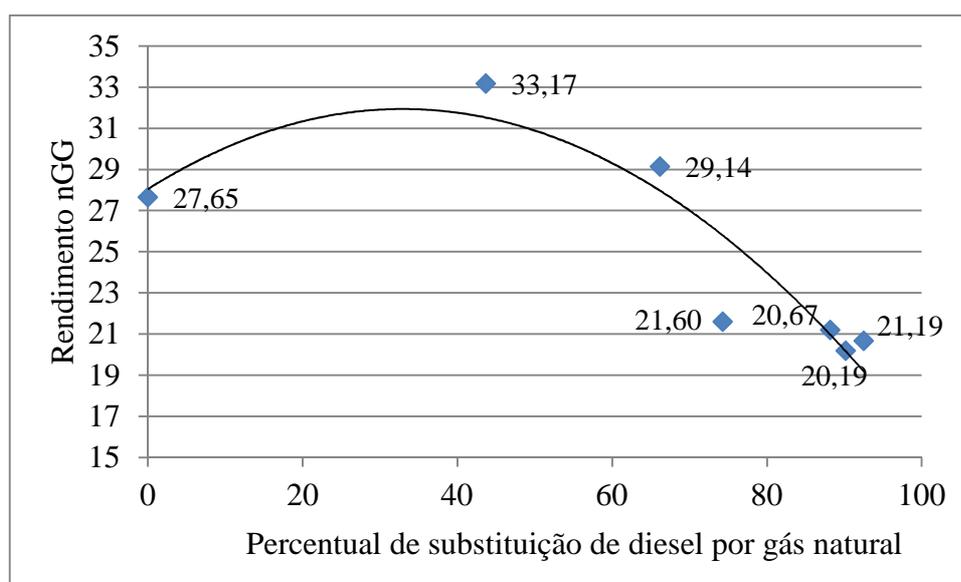


Figura 4.2 – Rendimento do grupo gerador em função do percentual de substituição.

O aumento do percentual de substituição apresentou, de maneira geral, uma redução da eficiência de conversão do grupo motor-gerador, possivelmente causada pela redução da eficiência da combustão nestes regimes, da mesma forma que resultados de Pereira, Braga e Braga (2010), Papagiannakis (2010) e por Henham e Makkar (1998).

Os resultados médios dos ensaios com óleo de soja puro são apresentados na Tabela 4.4

Tabela 4.4 – Resultado médio dos ensaios com óleo de soja

Ensaio	Unidade	1-OS	2-OS
Data do ensaio	-	17/01	24/01
Tempo de ensaio	s	546	645
Número de registros	-	6	7
Potência corrigida	kW	5,01	4,87
Consumo específico corrigido	g/kWh	355,30	360,38
Rendimento (eq. 3.16)	%	26,94	26,51
Vazão mássica	g/s	0,5041	0,4979
Temperatura média dos gases de escape	°C	403,7	371,4

Em relação ao diesel puro, o óleo de soja apresentou consumo específico médio aumentado em 16,5%, ocasionado pelo menor poder calorífico do óleo de soja. O rendimento médio nas duas condições apresentou pouca diferença, aproximadamente 0,02%. O trabalho de Luijten e Kerkhof (2010) apresentou pequena diferença de rendimento térmico entre o diesel e óleo vegetal. Neste trabalho a operação com óleo de soja teve rendimento médio 3,36% menor que a operação somente com diesel.

O consumo específico obtido por Machado (2003) para um motor diesel semelhante ao utilizado neste trabalho, ensaiado em dinamômetro, em mesma rotação, operando com óleo de soja, foi próximo a 250 g/kWh, valor 30,1% menor que a média dos resultados apresentados na Tabela 4.4.

Em relação à temperatura dos gases de escape, já foi citado anteriormente que seu valor depende da carga aplicada, aumentando proporcionalmente. Comparando-se então as temperaturas dos gases nos ensaios 2-OD e 3-OD (Tabela 4.2), em que a potência foi de 5,04 kW com a temperatura do ensaio 1-OS da (Tabela 4.4), em que a potência foi de 5,01 kW, observa-se que os gases emitidos na combustão do óleo de soja apresentam temperatura 16,4 °C maior, o que pode ser explicado pela redução do rendimento quando utilizado este combustível.

Os resultados para a operação em modo bi-combustível óleo de soja e gás natural são apresentados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Resultado médio dos ensaios com óleo de soja e gás natural associados.

Ensaio	Unidade	1-OSG	2-OSG
Data do ensaio	-	17/01	24/01
Número de registros	-	3	1
Tempo de ensaio	s	1245	1395
Potência corrigida	kW	4,97	4,92
Consumo específico corrigido – óleo de soja	g/kWh	78,51	23,58
Consumo específico corrigido – gás	g/kWh	163,18	199,35
Consumo específico total*	g/kWh	311,29	307,95
Rendimento (eq. 2.15)	%	27,27	26,57
Vazão mássica óleo de soja	g/s	0,1105	0,0329
Substituição de óleo de soja por gás (eq. 3.14)	%	77,90	93,46
Temperatura média dos gases de escape	°C	400	402

*considerando a conversão de gás natural em óleo de soja equivalente de energia.

Da mesma forma que no uso de diesel e gás natural, a mistura óleo de soja e gás natural apresenta redução no rendimento quando o percentual de substituição aumenta, porém, em comparação com a mistura gás natural e diesel, o rendimento é maior na mesma faixa de percentual de substituição.

Com 90,2% de substituição, a mistura de óleo diesel e gás natural apresenta rendimento de 20,19%, valor inferior ao rendimento de 26,57% apresentado pela mistura de óleo de soja e gás natural com 93,46% de substituição. Em 74,3% de substituição, a mistura gás natural e diesel mostrou rendimento de 21,6%, enquanto a mistura gás natural e óleo de soja com 77,9% de substituição, apresentou rendimento de 27,27%, superior ao rendimento da mistura gás natural e diesel.

No percentual de substituição de 93,46%, o motor apresentou funcionamento irregular, com vibração excessiva em relação à operação com óleo de soja, oscilação da rotação, e ruídos anormais (estouros) esporadicamente, caracterizando combustão antes da injeção de combustível líquido, da mesma forma que apresentou quando operou com diesel e gás natural em altos percentuais de substituição.

O consumo específico de combustível total comportou-se conforme mostra a Figura 4.3.

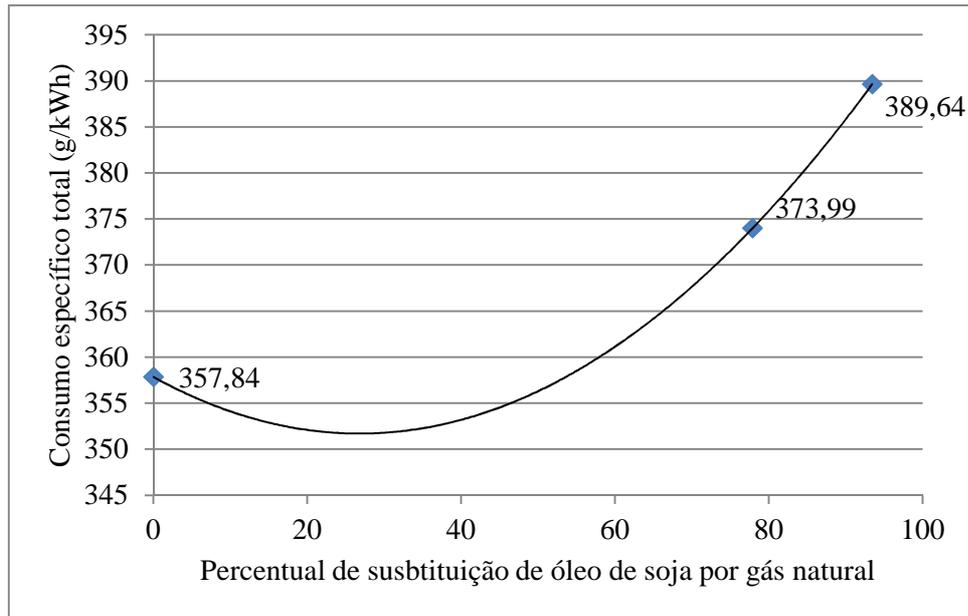


Figura 4.3 – Consumo específico total de combustível, bi-combustível óleo de soja e gás natural.

O comportamento do consumo específico em modo bi-combustível óleo de soja foi crescente quando o percentual de substituição aumentou, da mesma forma que ocorrido com a mistura de diesel e gás natural.

4.2 Análises dos gases resultantes da combustão

Quanto à análise de gases, as emissões de oxigênio, dióxido de carbono e metano são apresentadas pelo analisador de gases em percentual, e os demais componentes em ppm. Os valores foram convertidos então para g/kWh, conforme procedimento descrito na metodologia.

Os resultados médios das emissões durante a operação com óleo diesel puro são apresentados na Tabela 4.6.

A presença de oxigênio dos gases de escape indica que o motor opera com mistura pobre, confirmada pelos valores de excesso de ar de 4,6 e 4,12. A mistura pobre é uma característica da operação do motor ciclo Diesel. O baixo percentual de CO₂ é justificado pela sua diluição devido ao elevado excesso de ar. Em motores que operam com λ próximo a 1, a concentração de CO₂ apresenta valores entre 10% e 15%, e o oxigênio abaixo de 3%.

As emissões específicas de CO apresentaram valores semelhantes aos encontrados na literatura. No trabalho de Egúsquiza (2006) as emissões específicas de CO ficaram abaixo de 1 g/kWh em todas as faixas ensaiadas somente com diesel, sendo que o menor valor obtido no trabalho aqui apresentado foi 0,459 g/kWh.

Tabela 4.6 – Resultados dos ensaios de emissões com diesel puro.

Parâmetro	Unidade	Ensaio	
		2-OD	3-OD
Oxigênio (O ₂)	g/kWh (%)	266,8 (15,5)	228,5 (14,8)
Dióxido de carbono (CO ₂)	g/kWh (%)	80 (3,4)	79(3,7)
Metano (CH ₄)	g/kWh (%)	0 (0)	0,067 (0,08)
Monóxido de Carbono (CO)	g/kWh (ppm)	0,46 (305)	0,48 (360)
Óxidos de Nitrogênio (NO _x)	g/kWh (ppm)	0,97 (394)	0,69 (312)
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	g/kWh (ppm)	0,162 (47)	0 (0)
Gás Sulfídrico (H ₂ S)	g/kWh (ppm)	0,048 (27)	0 (0)
Excesso de Ar	-	4,6	4,12
Eficiência da Combustão	%	77	76,18
Opacidade	%	29,52	38,75
Coeficiente de Absorção de Luz	1/m	0,948	1,163

As emissões de óxidos de nitrogênio ficaram abaixo dos valores encontrados na literatura. Egúsquiza (2006) relata valores de emissão específica de NO_x abaixo de 8 g/kWh em todas as faixas de carga e rotação ensaiadas. Para uma condição de carga próxima à ensaiada neste trabalho (70% de carga e 2580 RPM) as emissões ficaram por volta de 0,835 g/kWh. Papagiannakis e Hountalas (2003), obtiveram valores entre 300 ppm e 400 ppm para emissão de NO_x, sendo o valor médio obtido, com motor Agrale funcionando somente com diesel, igual a 392 ppm.

O dióxido de enxofre e o gás sulfídrico apresentaram emissões específicas de 0,162e 0,048 g/kWh, respectivamente, no primeiro ensaio, sendo que sua presença deve-se ao enxofre presente no diesel. O diesel utilizado nos ensaios é do tipo S500, ou seja, apresenta 500 ppm de enxofre. A concentração destes dois componentes no ensaio3-OD foi zero. Esta ocorrência foi apenas nos ensaios do dia 24/01/14, porém para os ensaios realizados neste mesmo dia, com misturas de GNV-diesel e GNV-óleo de soja, os valores não foram iguais a zero. Isto caracteriza que o equipamento de análise de gases estava operando satisfatoriamente e provavelmente os valores foram muito baixos.

A opacidade média dos dois ensaios foi de 34,14%, valor bem acima dos limites especificados pela legislação atual de emissões, nas quais o motor ensaiado não se enquadra, e

por isso não estão sendo comparadas assuas emissões com a legislação. Rao *et al.* (2010) obteve, para condições de carga semelhantes à ensaiada neste trabalho, opacidade entre 25 e 30%.O metano presente nas emissões quando utilizado somente diesel pode derivar da decomposição incompleta de moléculas mais complexas do diesel.

Os resultados médios durante a operação com óleo diesel e gás natural são apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Resultados dos ensaios de emissões com mistura de diesel e gás natural.

Parâmetro	Ensaio			
	% substituição	74,3	90,2	92,5
	Unidade	5-ODG	6-ODG	4-ODG
Oxigênio (O ₂)	g/kWh (%)	155 (14,7)	129 (14,2)	132 (14,5)
Dióxido de carbono (CO ₂)	g/kWh (%)	46,5 (3,2)	41,3 (3,3)	42,7 (3,4)
Metano (CH ₄)	g/kWh (%)	5,7 (1,1)	3,6 (0,81)	3,4 (0,76)
Monóxido de Carbono (CO)	g/kWh (ppm)	0,68 (738)	0,60 (753)	0,55 (690)
Óxidos de Nitrogênio (NO _x)	g/kWh (ppm)	0,23 (153)	0,12 (92)	0,15 (117)
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	g/kWh (ppm)	0,067 (32)	0,056 (31)	0,092 (51)
Gás Sulfídrico (H ₂ S)	g/kWh (ppm)	0,005 (4,6)	0,004 (4,9)	0,012 (13)
Excesso de Ar	-	3,67	3,51	3,46
Eficiência da Combustão	%	78	77,3	78,3
Opacidade	%	10,3	4,63	0
Coefficiente de Absorção de Luz	1/m	0,23	0,12	0

Na Tabela 4.7 verifica-se que as emissões específicas do oxigênio tiveram valores menores em relação aos apresentados na Tabela 4.6. Como consequência, verifica-se uma redução média de 18,8% no excesso de ar, quando ensaiado no modo bi-combustível.

Ao comparar os excessos de ar com os percentuais de substituição de diesel por gás natural, observa-se o comportamento mostrado na Figura 4.4.

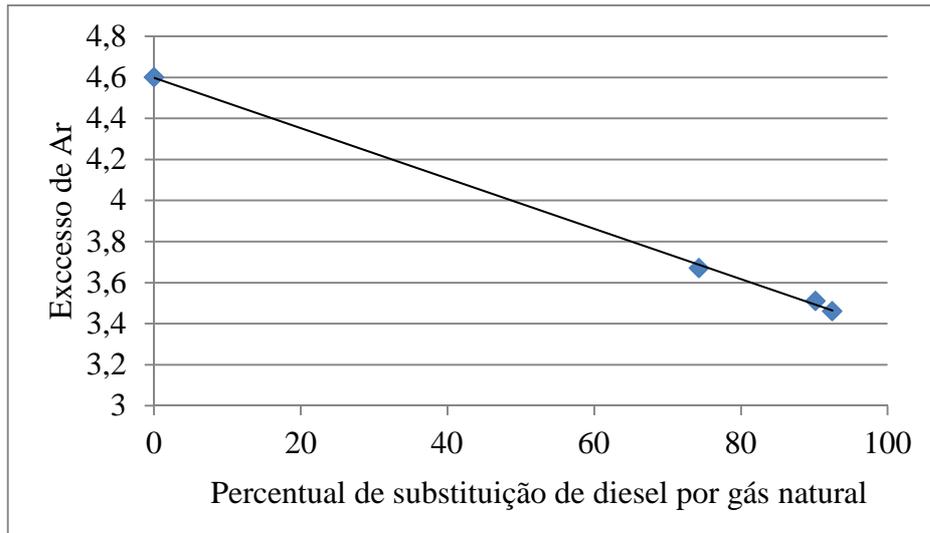


Figura 4.4 – Excesso de ar em função do percentual de substituição.

A Figura 4.4 inclui a condição de diesel puro (0% de substituição) e mostra que o aumento do percentual de substituição de diesel por gás natural faz com que o excesso de ar reduza, pois parte do oxigênio que antes estava presente no cilindro precisou dar lugar ao gás natural. Egúsquiza (2006) obteve razão de equivalência sempre maior para a operação em modo bi-combustível quando comparado à operação mono-combustível, da mesma forma que os resultados obtidos neste trabalho.

O monóxido de carbono apresentou aumento médio de 29,4% no modo bi-combustível em relação ao modo mono-combustível diesel. A bibliografia consultada relatou que motores operando com mistura de diesel e gás natural tendem a apresentar combustão incompleta, que pode ser detectada com a presença de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos nos gases de escape. As emissões de hidrocarbonetos não foram medidas neste trabalho pela indisponibilidade do equipamento com esta função no momento dos ensaios, porém somente o aumento de monóxido de carbono pode caracterizar um aumento de combustão incompleta em relação ao modo mono-combustível diesel. A redução das emissões específicas de CO_2 também é um indício de combustão incompleta, pois parte do CO não foi oxidado a CO_2 . Em contrapartida a eficiência da combustão aumentou no modo bi-combustível, o que caracterizaria combustão mais completa. Como o tipo de combustível queimado deveria ser informado ao analisador de gases e durante as medições no modo bi-combustível com alto percentual de substituição foi informado o combustível como gás natural apenas, isto pode ter influenciado na rotina de cálculo da eficiência da combustão.

A emissão específica média de metano quando utilizada mistura de diesel e gás natural aumentou mais de 60 vezes, como resultado da provável emissão de hidrocarbonetos não queimados, principalmente o metano que está presente em alto percentual no gás natural.

Os óxidos de nitrogênio apresentaram redução média de 80,1% no modo bi-combustível em relação a operação somente com diesel. Egúsquiza (2006), Papagiannakis e Hountalas (2003), Pereira, Braga e Braga (2010), também obtiveram redução das emissões de óxidos de nitrogênio nestas condições. A formação do NO_x está relacionada a altas temperaturas na câmara de combustão, que ocorrem em zonas de mistura estequiométrica, conforme indicado por Heywood (1988) e apresentado na Figura 2.14. A redução do volume de diesel injetado proporciona redução da zona de combustão estequiométrica, diminuindo a formação de NO_x .

As emissões de dióxido de enxofre e de gás sulfídrico tiveram redução no modo bi-combustível, em função da menor quantidade de diesel injetado, exceto no ensaio 3-OD no qual os valores ficaram zerados.

O comportamento da opacidade em relação aos percentuais de substituição é mostrado na Figura 4.5.

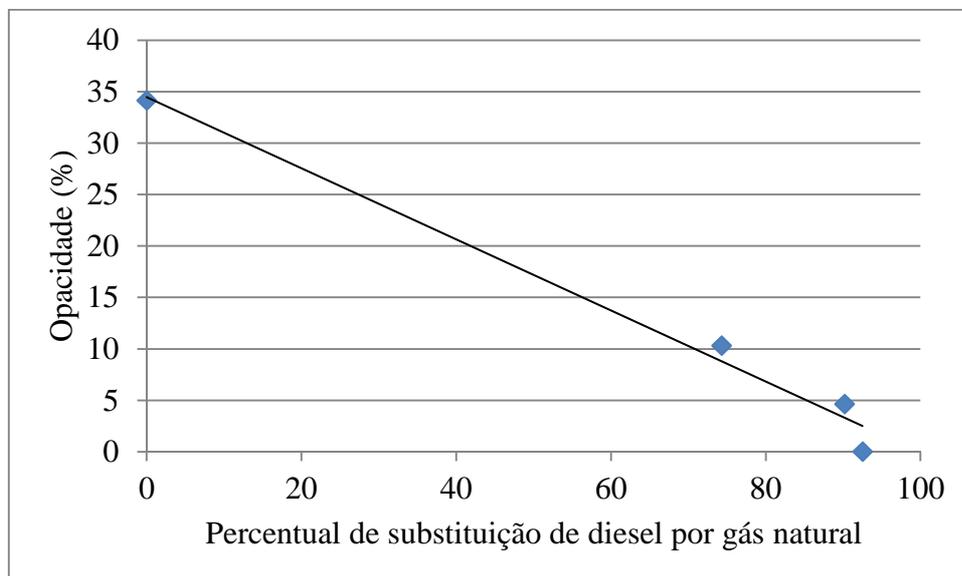


Figura 4.5 – Opacidade dos gases em função do percentual de substituição.

A redução de material particulado quando o motor opera em modo bi-combustível foi relatada na bibliografia consultada. Verifica-se que o aumento da substituição de diesel por gás natural provoca redução na opacidade dos gases de escape, chegando inclusive a zero

quando o percentual de substituição foi de 92,5%. Durante alguns ensaios realizados com alto percentual de substituição de combustível líquido (tanto diesel quanto óleo de soja) por gás natural, o opacímetro apresentou uma mensagem na tela do *software*, em destaque na Figura 4.6.

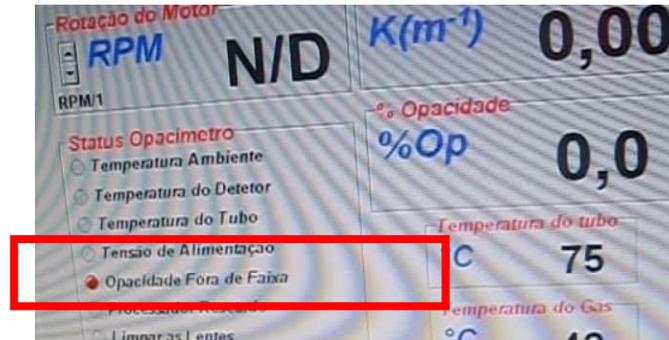


Figura 4.6 – Tela do *software* do opacímetro indicando opacidade fora da faixa.

Os valores de opacidade e de coeficiente de absorção de luz foram tão baixos durante estes ensaios que estavam fora da faixa de medição do equipamento.

Os resultados médios das emissões durante a operação com óleo de soja são apresentados na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 – Resultados dos ensaios de emissões com óleo de soja.

Parâmetro	Unidade	Ensaio	
		1-OS	2-OS
Oxigênio (O ₂)	g/kWh (%)	206 (14,3)	468 (17,3)
Dióxido de carbono (CO ₂)	g/kWh (%)	89,2 (4,5)	86,8 (2,3)
Metano (CH ₄)	g/kWh (%)	0,36 (0,05)	0 (0)
Monóxido de Carbono (CO)	g/kWh (ppm)	0,59 (471)	0,54 (231)
Óxidos de Nitrogênio (NO _x)	g/kWh (ppm)	0,84 (405)	0,75 (194)
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	g/kWh (ppm)	0,072 (25,25)	0 (0)
Gás Sulfídrico (H ₂ S)	g/kWh (ppm)	0,016 (11)	0 (0)
Excesso de Ar	-	3,49	6,6
Eficiência da Combustão	%	80,45	75,1
Opacidade	%	22,52	13,9
Coeficiente de Absorção de Luz	1/m	0,58	0,357

Os ensaios 1-OS e 2-OS apresentaram valores consideravelmente diferentes, ao contrário do ocorrido com os ensaios 1-OD, 2-OD e 3-OD, os quais apresentaram valores semelhantes. Provavelmente os dados obtidos em 1-OS são mais corretos que os obtidos em

2-OS, visto que este último ficou muito distante dos demais ensaios realizados (com outros combustíveis). Os dados do ensaio 2-OS apresentam características de diluição em ar, com uma possível entrada de ar alternativa na tubulação de gases do motor e, portanto, não será utilizado para análise comparativa.

O oxigênio presente nos gases de escape diminuiu em 1-OS em relação aos ensaios com diesel apenas, representando uma combustão melhor, provavelmente em função da presença de oxigênio na composição do óleo de soja.

O aumento da eficiência da combustão para 80,45% e das emissões de CO₂ no ensaio 1-OS em relação ao diesel indica que a combustão do óleo de soja foi mais completa que a do diesel, porém, ao se analisar o monóxido de carbono como uma referência para combustão completa, verifica-se um aumento de seu valor, caracterizando mais oxidação parcial.

As emissões específicas de óxidos de nitrogênio foram menores, em relação ao diesel. Os compostos de enxofre foram reduzidos, o que é uma consequência do teor reduzido de enxofre no óleo de soja.

Quanto à opacidade, verifica-se uma redução quando utilizado óleo de soja, mas ainda superior aos valores apresentados durante a operação bi-combustível diesel e gás natural.

Os resultados médios durante a operação com óleo de soja e gás natural são apresentados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Resultados dos ensaios de emissões com mistura de óleo de soja e gás natural.

Parâmetro		Ensaio	
		% substituição	
		Unidade	
		77,90	93,46
		1-OSG	2-OSG
Oxigênio (O ₂)	g/kWh (%)	135 (14,3)	323 (17,3)
Dióxido de carbono (CO ₂)	g/kWh (%)	48,7 (3,7)	44 (1,7)
Metano (CH ₄)	g/kWh (%)	5,2 (1,1)	4,9 (0,53)
Monóxido de Carbono (CO)	g/kWh (ppm)	0,74 (895)	0,66 (405)
Óxidos de Nitrogênio (NO _x)	g/kWh (ppm)	0,35 (262)	0,14 (53,5)
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	g/kWh (ppm)	0,106 (56,3)	0,053 (14,3)
Gás Sulfídrico (H ₂ S)	g/kWh (ppm)	0,020 (19,8)	0,008 (4,3)
Excesso de Ar	-	3,13	6,83
Eficiência da Combustão	%	80,92	76,02
Opacidade	%	0	1
Coefficiente de Absorção de Luz	1/m	0	0,04

Ocorre, no modo de operação bi-combustível óleo de soja e gás natural, significativa redução da opacidade, em comparação com o uso de apenas óleo de soja e em comparação com o modo bi-combustível diesel e gás natural. Da mesma forma que o ocorrido quando ensaiada a mistura gás natural e diesel, a opacidade algumas vezes ficou fora da faixa de medição do equipamento, apresentando a mensagem informada anteriormente na Figura 4.4. Os resultados do ensaio 2-OSG tiveram a mesma característica citada anteriormente do ensaio 2-OS, e por isso também não será usado para análise.

As emissões de metano e compostos de enxofre apresentaram valores semelhantes aos obtidos quando utilizado diesel e gás natural.

Os óxidos de nitrogênio apresentaram redução de 57,4% no ensaio 1-OSG, quando o motor operou com mistura de óleo de soja e gás em relação ao uso apenas de óleo de soja. Se comparados os resultados obtidos no ensaio 1-OSG com o modo bi-combustível diesel e gás natural (4-ODG, 5-ODG e 6-ODG), houve um aumento médio de 112% das emissões de NO_x .

As emissões de monóxido de carbono apresentaram 24,9% de aumento no ensaio 1-OSG em relação ao ensaio 1-OS. Em comparação com a mistura diesel e gás natural também houve aumento destas emissões.

A concentração de oxigênio nos gases de escape reduziu significativamente, em relação à Tabela 4.8, pois parte do oxigênio antes aspirado pelo motor deu lugar ao gás natural dentro do cilindro. Além disso, pode-se referir à redução do volume de óleo de soja injetado por ciclo, o qual possui oxigênio em sua composição.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

De maneira geral, a operação do motor ciclo Diesel em regime bi-combustível ensaiada neste trabalho apresentou melhores resultados em percentuais de substituição não elevados, sendo que a melhor condição atingida foi com 43,7% de substituição de diesel por gás natural, onde o rendimento foi de 33,17%. Isto mostra que a operação deste ciclo é viável, pois incidirá redução do consumo de combustível, representando menor custo operacional do motor.

Elevados percentuais de substituição apresentaram altos consumos específicos de combustível, inclusive maiores que na operação mono-combustível. Nestas condições também foram detectadas muitas oscilações e falhas durante o funcionamento do motor, além de aumento de emissões de CO, caracterizando combustões incompletas e com menores eficiências, inviabilizando tecnicamente e ambientalmente a aplicação, apesar de não ter sido avaliada a emissão de HC.

A substituição de combustível líquido por gás natural causou também redução na opacidade da fumaça emitida. Pode-se concluir que, quanto maior o percentual de substituição utilizado, menor é a opacidade.

Para conclusões mais abrangentes sobre a operação bi-combustível óleo de soja-gás natural, necessita-se ainda a realização de mais ensaios em diferentes percentuais de substituição, sendo que neste trabalho foram realizados ensaios em apenas dois percentuais de substituição diferentes e elevados. Ainda assim, os resultados mostraram que o modo bi-combustível possui maior rendimento e menor consumo específico que o modo mono-combustível.

Em elevados percentuais de substituição, o óleo de soja apresentou, da mesma forma que nos ensaios com diesel e gás natural, menor rendimento e maior consumo específico do que a condição ensaiada em modo mono-combustível, apenas com óleo de soja.

Por fim, conclui-se que o uso de gás natural em motores ciclo Diesel pode ser vantajoso, desde que respeitados alguns limites de percentual de substituição que apresentam melhor desempenho.

Sabe-se que atualmente existem tecnologias mais avançadas para sistemas de alimentação de gás natural em motores, mais eficientes que os mescladores, que podem contribuir positivamente para melhorar o desempenho do sistema bi-combustível. Este tipo de equipamento já é comercializado para alguns motores da linha automotiva, e aplica eletro

injetores comandados por uma central eletrônica para injeção do gás, o que pode ser avaliado também quanto ao uso em grupos geradores. A aplicação de mescladores convencionais faz com que, em qualquer regime de carga, o consumo de gás seja o mesmo, pois este entra na admissão em função do fluxo de ar que passa pelo mesclador. Este fluxo é constante independente da carga, ou seja, mesmo o motor necessitando menor quantidade de combustível, será admitida a mesma quantidade de gás, aumentando HC e CO.

Outra investigação que pode ainda ser aprofundada é o tipo de ciclo sob o qual opera o motor bi-combustível diesel-gás. No capítulo 2 foram apresentados dois ciclos diferentes para estes motores, um com fornecimento de calor primeiro a volume constante e depois a pressão constante (ciclo misto ou Sabathé) e outro com fornecimento de calor primeiro a pressão constante e depois a volume constante. Este estudo pode ser realizado levantando-se a curva de pressão dentro do cilindro em função do ângulo do virabrequim.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE PETRÓLEO (ANP). **Resolução 50, 24 de dezembro de 2013**. Disponível em:

<http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2013/dezembro/ranp%2050%20-%202013.xml>. Acessado em: 05 jan. 2014.

AGRALE. Manual de oficina motores M80-M85-M90-M95. Disponível em:

[http://manualdeservico.com/manuales/Varios/Manual-de-taller-motores-Agrale-M80-M85-M90-M93-\(portugu%C3%A9s\)/](http://manualdeservico.com/manuales/Varios/Manual-de-taller-motores-Agrale-M80-M85-M90-M93-(portugu%C3%A9s)/). Acessado em: 6 jul. 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR ISO 3046/1**: motores de combustão interna alternativos – desempenho – Parte 1: condições-padrão de referência e declarações de potência e de consumo de combustível e óleo lubrificante. Rio de Janeiro, 2002.

BALDISSERA, Laura Acosta. **Avaliação teórica e experimental de um motor quatro tempos diesel monocilíndrico em um ciclo bicomcombustível**: diesel-gás natural. Disponível em:<http://143.54.70.55/pss/diploct/Laura_Baldissera_B.pdf>. Acesso em: 5 jul. 2013.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Edgard Blucher, 2012.

CAMARGO, Miguel Neves. **Estudo do comportamento de um motor de ignição por compressão, trabalhando com óleo diesel e gás natural**. 2003. 122 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrônoma) – Programa de Pós Graduação em Engenharia Agrônoma, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2003.

CARVALHO, João Andrade de; JUNIOR, Pedro Teixeira Lacava. **Emissões em processos de combustão**. São Paulo: UNESP, 2003.

CARVALHO, João Andrade de; MCQUAY, Mardson Queiroz. **Princípios de combustão aplicada**. Florianópolis: UFSC, 2007.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. Tradução de Katia Aparecida Roque. 5 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

CETESB, 2013. Ficha de Informação de Produto Químico – Óleo Diesel. Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental. Disponível em:

<http://sistemasinter.cetesb.sp.gov.br/produtos/ficha_completa1.asp?consulta=%D3LEO%20DIESEL>. Acessado em: 15 out. 2013.

CORREIA, Pedro Miguel Cerqueira. **Desenvolvimento de Motor de Combustível Dual**. 2011. 124 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade do Minho, Lisboa, 2011.

DAVIS, Wayne T. **Air pollution engineering manual**. New York: Air & Waste Management Association, 2000.

BEGA Egídio A. (org.). **Instrumentação Industrial**. Rio de Janeiro: Interciência, 2011.

EGÚSQUIZA, Julio Cesar Cuisano. **Redução das emissões em motores diesel-gás**. 2006. 145 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2006.

Empresa de Pesquisa Energética. **Balço Energético Nacional 2012**. Rio de Janeiro: EPE, 2012. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Resultados_Pre_BEN_2012.pdf>. Acessado em: 15 jul. 2013.

FRANCO, Alcides Canêjo Linhares. **Análise técnico-econômica da substituição parcial do combustível diesel pelo gás natural em motores marítimos na região amazônica**. 2007. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará, Belém, 2007.

GARCIA, Roberto. **Combustíveis e combustão industrial**. Rio de Janeiro: Interciência, 2002.

HENHAM, A. MAKKAR, M.K. Combustion of simulated biogas in a bi-combustível diesel engine. **Energy Conversion and Management**, London, v. 39, n. 16-18, p. 2001-2009, 1998.

HEYWOOD, John. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

KNOTHE Gerhard *et al.* **Manual de biodiesel**. Tradução Luiz Pereira Ramos. São Paulo: Edgard Blucher, 2006.

LATA D. B.; MISRA, A. Theoretical and experimental investigation on the performance of Bi-combustível Diesel engine with hydrogen and LPG as secondary Fuels. **International journal of hydrogen energy**, v. 35, p. 11918-11931, 2010.

LORA, Electro Eduardo Silva; NASCIMENTO, Marcos Antônio Rosa do. (Org.) **Geração termelétrica**. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

LUIJTEN, C.C.M.; KERKHOF, E. Jatropha oil and biogas in a bi-combustível CI engine for rural electrification. **Energy Conversion and Management**, London, v. 52, n. 2011, p. 1426–1438, 2010.

LUMLEY, John Leask. **Engines: an introduction**. Cambridge: University Press, 1999.

MADUR ELETRÔNICS, 2000. Flue gas analyser GA-40T Plus: operating manual.

MADUR ELETRÔNICS, 2007. Principles of calculating results by the madur gas analysers.

MARTINS, Jorge. **Motores de combustão interna**. Porto: Publindústria Edições Técnicas, 2011.

MOTORES diesel. 4. ed. São Paulo: Hemus, 1978.

MISRA, R.D.; MUTTHY, M.S. Straight vegetable oil susage in a compression ignition engine – A review. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 14, p. 3005-3013, 2010.

NAFIS, Ahmed; RAMESHA. GAJENDRA M.K. **Experimental investigations of different parameters affecting the performance of a CNG – diesel bi-combustível engine**, 2005. Disponível em: <http://papers.sae.org/2005-01-3767/>. Acessado em: 15 out. 2013.

PAPAGIANNAKIS, R.G. et al. Emission characteristics of high speed, bi-combustível, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. **Fuel**, v. 89, p. 1397-1406, 2010.

PAPAGIANNAKIS, R.G. HOUNTALAS, D.T. Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI bi-combustível diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p. 353-365, 2003.

PEREIRA, Ricardo H. BRAGA, Sérgio L. BRAGA, Carlos Valois M. **Substituição Parcial do óleo Diesel pelo Gás Natural em Motores – Atratividade da Tecnologia e Sua Avaliação Experimental**. PUC RJ: Rio de Janeiro, 2008. Disponível em: <http://www.workoutenergy.com.br/publicacao_vencontro/trabalhos_tecnicos/download/ricardo_hernandez.pdf> Acessado em: 4 jul. 2013.

PETROBRÁS, 2013. GNV – Gás natural veicular. Disponível em: <http://www.br.com.br/wps/portal/portalconteudo/produtos/automotivos/gnv>. Acessado em: 12 jul. 2013.

POINSOT, Thierry. VEYNANTE, Denis. **Theoretical and numerical combustion**. Philadelphia: Edwards 2005.

PULKRABEK, Willard W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2004.

RAO, G.A. et al. Performance evaluation of a bi-combustível engine (Diesel + GLP). **Indian Journal of Science and Technology**, v. 3, p. 235-237, 2010.

SULGÁS, 2012. Companhia de Gás do Estado do Rio Grande do Sul. Gás Natural. Disponível em: <<http://www.sulgas.rs.gov.br/index.asp?SECAO=10&SUBSECAO=0>>, acessado em 15 abr. de 2013.

UFMG, 2013. Departamento de Engenharia Mecânica. Composição do gás automotivo. Disponível em: <http://www.demec.ufmg.br/disciplinas/ema003/gasosos/gnatural/caracter.htm>. Acessado em: 15 out. 2013.

VLASSOV, Dimitri. **Combustíveis, combustão e câmaras de combustão**. Curitiba: Editora da UFPR, 2001.

YOGÉ, Jerônimo Ramos da Costa. **Análises Energética e Exergética de um Motor de Combustão Interna Operando com Mistura de Diesel e Gás Natural**. 2007. 209 f. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos) – Programa de Pós Graduação em Engenharia de Processos, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2007.

ANEXO A

Gás	A [$\frac{\text{mg}}{\text{m}^3 \cdot \text{ppm}}$]
O ₂	1,428
CO ₂	1,964
CO	1,250
CH ₄	0,716
NO _x	20,56
SO ₂	2,860
H ₂ S	1,521

Considerando os temperatura de 273 K e pressão de 101,3 kPa

$$A_{\text{Metano}} = \frac{101,3}{0,5182 \cdot 273,15} = 0,716$$

APÊNDICE A

Desempenho técnico

Ensaio mono-combustível – óleo diesel

Tempo para consumir 50 ml de combustível líquido (s)	Temperatura dos gases (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)
03/01/2014			
79	432	223	14,8
75	428	222	14,8
80	427	222	14,7
78	424	221	12,8
81	423	221	12,8
78	422	222	12,6
79	423	221	12,6
79	425	222	12,6
17/01/2014			
92	390	198	13,3
92	387	195	13,2
94	380	194	13,2
93	376	196	13,2
93	276	195	13,2
24/01/2014			
102	398	195	13,5
96	396	195	13,4
76	395	194	13,3
92	394	194	13,2
97	392	193	13,2
100	389	192	13,3
91	389	192	13,0
99	389	193	13,1

Ensaio bi-combustível – óleo diesel e gás natural

Tempo para consumir 50 ml de combustível líquido (s)	Vazão de gás natural (Nm ³ /h)	Temperatura dos gases (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)
03/01/2014				
43,7% de substituição				
132	0,5	428	222	14,8
139	0,5	427	222	14,7
143	0,5	424	221	12,8
133	0,5	423	221	12,8
66,2% de substituição				
210	1,2	432	223	14,8
213	1,2	428	222	14,8
88,2% de substituição				

737	1,9		203	13,3
17/01/2014				
92,5% de substituição				
1222	1,9	435	195	13,4
24/01/2014				
74,3% de substituição				
324	1,6	405	200	13,6
379	1,6	405	199	13,8
342	1,6	403	202	13,5
337	1,6	405	199	13,5
90,2% de substituição				
819	1,9	442	201	13,7
860	1,9	442	200	13,6
1032	1,9	447	191	13

Ensaio mono-combustível – óleo de soja

Tempo para consumir 50 ml de combustível líquido (s)	Temperatura dos gases (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)
17/01/2014			
106	402	195	13,2
86	403	194	13,2
90	403	195	13,2
77	403	194	13,2
97	404	194	13,2
90	407	195	13,2
24/01/2014			
82	374	190	13
103	374	191	13
93	373	191	13,1
91	371	191	13
92	370	190	13
91	369	190	13
93	369	190	13

Ensaio bi-combustível – óleo de soja e gás natural

Tempo para consumir 50 ml de combustível líquido (s)	Vazão de gás natural (Nm³/h)	Temperatura dos gases (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)
17/01/2014				
77,9 % de substituição				
433	1,5	400	192	13,2
411	1,5	400	194	13,2
401	1,5	400	193	13,2
24/01/2014				
93,5 % de substituição				
1395	1,8	402	191	13,1

APÊNDICE B

Desempenho emissivo

Ensaio mono-combustível – óleo diesel

24/01/2014											
Opacidade (%)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	CH ₄ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	SO ₂ (ppm)	H ₂ S (ppm)	NO _x (ppm)	Excesso de Ar (%)	Eficiência da Combustão (%)
40,8	14,78	3,8	0	381	322	0	0	0	322	4,05	75,8
41,5	14,83	3,9	0,1	372	319	0	0	0	319	3,95	76,6
38,5	14,9	3,6	0,1	356	306	0	0	0	306	4,28	75,5
38,7	14,77	3,7	0,1	362	313	0	0	0	313	4,14	75,9
36,8	14,85	3,7	0,1	347	311	0	0	0	311	4,16	76,2
36,7	14,81	3,8	0,1	358	310	0	0	0	310	4,05	76,8
38,6	14,84	3,8	0,1	348	310	0	0	0	310	4,05	77
38,4	14,87	3,6	0,1	356	309	0	0	0	309	4,28	75,7
17/01/2014											
30,1	15,57	3,4	0	315	287	98	45	25	385	4,53	78
28,7	15,52	3,4	0	300	296	87	33	21	383	4,53	77,7
29	16,33	2,8	0	256	243	108	55	29	351	5,5	77
31	15,05	3,7	0	324	311	120	55	31	431	4,16	76,1
28,8	14,98	3,6	0	329	309	111	48	27	420	4,28	76,2

Ensaio bi-combustível – óleo diesel e gás natural

24/01/2014											
74,3% de substituição											
Opacidade (%)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	CH ₄ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	SO ₂ (ppm)	H ₂ S (ppm)	NO _x (ppm)	Excesso de Ar (%)	Eficiência da Combustão (%)
14,2	14,68	3,29	1,1	823	126	31	28	5	157	3,56	78,8
8,7	14,58	3,29	1,1	802	123	33	30	5	156	3,56	78,7
	14,56	3,19	1,1	777	123	30	28	4	153	3,67	78
	14,64	3,19	1,1	776	117	34	31	5	151	3,67	78
9,8	15,07	2,99	1	581	107	37	37	5	144	3,91	77,6
8,5	14,64	3,19	1,1	637	121	36	38	4	157	3,67	77,5
	14,67	3,19	1,1	767	120	32	31	4	152	3,67	77,7
90,2% de substituição											
6,1	14,16	3,4	0,8	795	78	28	30	5	106	3,44	77,8
	14,18	3,5	0,8	801	78	28	32	6	106	3,34	78,4
	14,09	3,5	0,8	807	81	27	32	6	108	3,34	78,1
4,8	14,25	3,5	0,8	786	77	27	31	5	104	3,34	78,2

	14,26	3,3	0,9	799	75	29	32	5	104	3,55	77
	14,27	3,2	0,8	698	47	29	35	5	76	3,66	75,9
	14,56	3,1	0,8	662	43	20	26	3	63	3,77	76
	14,41	3,2	0,8	675	45	25	31	4	70	3,66	76,7
17/01/2014											
92,5% de substituição											
0	14,0	3,8	0,7	726	71	41	37	10	112	3,06	78,9
	14	3,7	0,8	714	69	61	51	15	130	3,16	78,4
	14,1	3,7	0,8	747	61	73	50	18	134	3,16	79

Ensaio mono-combustível – óleo de soja

24/01/2014											
Opacidade (%)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	CH ₄ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	SO ₂ (ppm)	H ₂ S (ppm)	NO _x (ppm)	Excesso de Ar (%)	Eficiência da Combustão (%)
14,2	17,17	2,4	0	237	204	0	0	0	204	6,42	74,5
13,7	17,32	2,3	0	231	195	0	2	0	195	6,7	74,7
13,8	17,24	2,4	0	233	197	0	0	0	197	6,42	75,6
13,8	17,4	2,3	0	222	190	0	0	0	190	6,7	75,5
13,8	17,35	2,3	0	229	190	0	0	0	190	6,7	75,1
17/01/2014											
19,8	14,09	4,5	0	504	356	40	22	8	396	3,49	80,3
22,9	14,48	4,3	0	453	344	53	27	11	397	3,65	80,3
21,7	14,44	4,5	0,1	453	356	47	24	10	403	3,49	80,7
	14,22	4,7	0,1	474	366	59	28	15	425	3,34	80,5

Ensaio bi-combustível – óleo de soja e gás natural

24/01/2014											
93,5 % de substituição											
Opacidade (%)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	CH ₄ (%)	CO (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	SO ₂ (ppm)	H ₂ S (ppm)	NO _x (ppm)	Excesso de Ar (%)	Eficiência da Combustão (%)
1	17,46	1,8	0,7	551	47	28	11	4	75	6,5	79,2
	17,36	1,8	0,5	406	24	31	14	5	55	6,5	77,2
	17,32	1,6	0,5	395	24	26	16	4	50	7,31	74,1
	17,35	1,7	0,5	355	17	27	16	5	44	6,88	74,9
	17,41	1,7	0,5	367	22	26	14	4	48	6,88	75,2
	17,32	1,7	0,5	358	24	25	15	4	49	6,88	75,5
17/01/2014											
77,9 % de substituição											
0	14,03	3,79	1,09	860	183	92	63	20	275	3,09	80,2

	14,19	3,89	1,09	934	178	91	58	20	269	3,01	81,1
0	14,35	3,79	1,09	885	168	91	56	20	259	3,09	81,8
	14,48	3,59	1,1	878	167	88	51	19	255	3,26	81,2
0	14,37	3,69	1,1	926	167	89	54	20	256	3,17	80,3
	14,53	3,69	1,1	888	167	95	56	20	262	3,17	80,9

APÊNDICE C

Determinação da massa específica dos combustíveis líquidos

Materiais:

Becker 50 ml

Balança fabricante Núcleo Equipamentos

Óleo de Soja

Medida	Becker Vazio	Becker 50 ml (depois de zerado)
1°	31,763 g	45,720 g
2°	31,759 g	45,443 g
3°	31,757 g	46,465 g
Média		45,876
Relação massa/volume		0,9175

Diesel

Medida	Becker Vazio	Becker 50 ml (depois de zerado)
1°	31,725 g	40,856 g
2°	31,760 g	41,289 g
3°	31,759 g	41,517 g
4°	31,757 g	41,436 g
Média		41,274
Relação massa/volume		0,8254

APÊNDICE D

Exemplo de cálculo passo a passo – REFERENTE AO ENSAIO 4ODG

Dados iniciais

Tempo para consumir 50 ml de diesel	1222 segundos
Vazão medida no fluxômetro	1,9 Nm ³ /h
Tensão:	195 V
Corrente:	13,4 A
Fator de correção potência ISO 3046	0,8873
Fator de correção consumo ISO 3046	1,0192
Poder calorífico interior diesel	41500 kJ/kg
Poder calorífico inferior gás natural	37680 kJ/Nm ³
Massa específica do gás natural (ρ)	
$\rho_{amb} = \text{pressão ambiente} / [(\text{temperatura ambiente} - 10^\circ\text{C}) \times \text{constante do gás}]$ $\rho = 92,259 \text{ kPa} / [(301,15 \text{ K} - 10) \times 0,5182]$ $\rho = 0,6114$	
Fator de correção da vazão gás natural (FCV)	
$FCV = \rho_{CNTP} \times \rho_{amb}$ $FCV = [101,325 / (273,15 \times 0,5182)] / 0,6114$ $FCV = 1,1706$	
Vazão de gás natural corrigida (VGN)	
$VGN = 1,9 \text{ Nm}^3/\text{h} \times 1,1706$ $VGN = 2,224$	
Potência elétrica corrigida (PEC)	
$P = \sqrt{3} \cdot 195 \cdot 13,4 \quad P = 4,52 \text{ kW}$ Potência corrigida = $4,52 / 0,8873$ Potência elétrica corrigida = 5,1kW	
Consumo específico óleo diesel (CEOD)	
Consumo mássico OD = (massa específica x volume consumido)/tempo Consumo mássico = $(825,4 \text{ g/l} \times 0,05 \text{ l}) / 1222 \text{ s} = 0,0338 \text{ g/s}$ Consumo específico = $(0,0338 \text{ g/s} \times 3600 \text{ s/1h}) / 5,1 \text{ kW} / 1,0192$ Consumo específico corrigido = 23,39 g/kWh	

Consumo específico de gás natural (CEG)
$\text{CEG} = (\text{VGN}/\text{PEC})/\text{Fator de correção consumo ISO 3046}$ $\text{CEG} = (2,224/5,1)/1,0192$ <p style="text-align: center;">CEG = 427,85 l/kWh</p> <p>Convertendo para g/kWh:</p> $\text{CEG} = 427,85 \text{ L/kWh} \times \rho$ $\text{CEG} = 427,85 \text{ L/kWh} \times 0,6114$ <p style="text-align: center;">CEG = 261,62 g/kWh</p>
Rendimento (η)
$\eta_{\text{BC}} = \frac{\text{PEC}}{\dot{m}_i \text{PCI} + \text{VGN} \text{PCI}_{\text{GN}}}$ $\eta_{\text{BC}} = \frac{5,1 \text{ kW}}{\frac{50 \text{ ml} \cdot 0,8254 \text{ kg/l}}{1222 \text{ s}} \cdot 41500 \text{ kJ/kg} + 2,224 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 37680 \text{ kJ/kg}}$ <p style="text-align: center;">$\eta_{\text{BC}} = 20,67\%$</p> <p>Obs.: realizada também as conversões entre unidades diferentes.</p>
% de substituição (S) – Eq. 3.14
$S = 100 \times (A - B) / A$ <p>A: consumo específico médio no ensaio com diesel puro</p> <p>B: consumo específico de diesel no ensaio</p> $S = 100 \times (311,2 - 23,39) / 311,2$ <p style="text-align: center;">$S = 92,5\%$</p>
Cálculo de emissões específicas – Monóxido de carbono
Concentração mássica – Eq. 3.1
$C_{\text{m/v}} = 689,6 \text{ ppm} \times 1,25^*$ $C_{\text{m/v}} = 862 \text{ mg/m}^3$ <p>*1,25 conforme tabela do Anexo A.</p>
Volume total de gases emitidos – Eq. 3.2
$V_{\text{TT}} = 11,93 \text{ m}^3/\text{kg} + (3,46-1) \times 13,27 \text{ m}^3/\text{kg}$ $V_{\text{TT}} = 44,57 \text{ m}^3/\text{kg}$
Massa total do componente – Eq. 3.3
$C_{\text{TT}} = 862 \text{ mg/m}^3 \times 44,57 \text{ m}^3/\text{kg}$ $C_{\text{TT}} = 38422,96 \text{ mg/kg}$

Relação entre massa e energia contida nos combustíveis – Eq. 3.4

$$E = \frac{C_{TT}}{PCI}$$

$$E = \frac{38422,96 \text{ mg/kg} / 1000}{52637,2 \text{ kJ/kg} \left(\frac{92,5}{100} \right) + 41500 \text{ kJ/kg} \left(\frac{100-92,5}{100} \right)} \cdot \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right)$$

$$E = 2,67 \text{ g/kWh}$$

Relação entre massa e energia elétrica gerada (M/E)

$$M/E = 2,67 \times (20,67/100)$$

$$M/E = 0,551 \text{ g/kWh}$$