

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

VINÍCIUS BERTUOL

**ANÁLISE DA COMBUSTÃO DE UM MOTOR A DIESEL OPERANDO NOS
MODOS MONO E BI-COMBUSTÍVEL**

CAXIAS DO SUL

2014

VINICIUS BERTUOL

**ANÁLISE DA COMBUSTÃO DE UM MOTOR A DIESEL OPERANDO NOS
MODOS MONO E BI-COMBUSTÍVEL**

Trabalho de Estágio II, apresentado como requisito parcial para a conclusão do curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.

Área de concentração: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Eng. Carlos Roberto Altafini.

CAXIAS DO SUL

2014

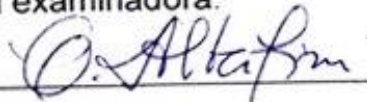
VINÍCIUS BERTUOL

**ANÁLISE DA COMBUSTÃO DE UM MOTOR A DIESEL OPERANDO NOS
MODOS MONO E BI-COMBUSTÍVEL**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico na Universidade de Caxias do Sul.

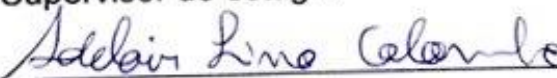
Aprovado em: 21 / 11 / 2014

Banca examinadora:



Prof. Carlos Roberto Altafini, Dr. Eng. Mec.

Supervisor do estágio



Prof. Adelaír Lino Colombo, Msc. Eng. Mec.

Professor convidado



Professor Eduardo Nabinger, Dr. Eng. Mec.

Professor convidado

RESUMO

Este trabalho teve por objetivo analisar a eficiência termodinâmica e emissiva de um grupo motor-gerador operando no modo mono combustível, utilizando óleo diesel ou óleo vegetal de soja, e no modo bicomcombustível, utilizando a mistura diesel e gás natural ou óleo vegetal e gás natural. O motor ensaiado foi o modelo AGRALÉ M90, monocilíndrico, ciclo Diesel. Este estudo é de extrema importância no que diz respeito à diminuição do uso de combustíveis fósseis. Depois de identificados os equipamentos utilizados, os testes foram realizados com o motor acoplado a um gerador elétrico, para se obter dados referentes a consumo específico dos combustíveis, potência e emissões. Em seguida, os dados retirados dos ensaios foram corrigidos conforme a norma BR ISO 3046/1. Os resultados foram comparados com aqueles obtidos por outros autores que fizeram ensaios similares aos realizados aqui e também com o próprio motor operando em seu estado original, ou seja, com óleo diesel. Em baixos percentuais de substituição foram encontrados resultados satisfatórios. Foram obtidas reduções nas emissões de NO_x e houve um aumento das emissões de monóxido de carbono em percentuais de substituição entre 40% e 60%. Os valores de rendimento reduziram quanto maior a substituição, tanto de diesel como de óleo de soja, por gás natural. Os graus de substituição de combustível líquido por gás natural que foram mais satisfatórios em relação aos critérios utilizados foram 30,44% para o óleo diesel e de 35,06% para o óleo vegetal de soja.

Palavras-chave: Mono combustível. Bicomcombustível. Eficiência termodinâmica. Emissões atmosféricas.

ABSTRACT

This work aims to analyze the thermodynamic and emissive efficiency of an engine-generator set operating on mono fuel made using diesel or soy vegetable oil, and on dual fuel mode, using the mixture diesel and natural gas or biogas or vegetable oil and natural gas or biogas. The engine tested was the model AGRALÉ M90, single cylinder, Diesel cycle. This study is extremely important in regards to reducing the use of fossil fuels. After to identify the equipment used, the tests were realized with the engine coupled to an electric generator, to obtain data on specific fuel consumption, power and atmospheric emissions. The data from the tests were corrected according to the standard ISO 3046/1. At low percentages of replacement satisfactory results were found. The results were compared with results obtained by other authors who have conducted tests in this area and also with the engine operating at its original state, i.e., with diesel oil. Reductions have been achieved in emissions of NOX. Percentage of substitution between 40% and 60% an increase in emissions of carbon monoxide. Reduced yield values greater replacement, both diesel and soybean oil for natural gas. The the replacement levels of liquid fuel to natural gas which were more satisfactory in terms of the criteria used were 30.44 % to the diesel oil and 35.06 % to the soy vegetable oil.

Keywords: Mono fuel. Dual fuel. Thermodynamic efficiency. Atmospheric emissions.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Grupo Motor-Gerador.....	12
Figura 2 - Esquema de funcionamento ciclo Diesel	17
Figura 3 - Esquema geral de motores ciclo Diesel e ciclo Otto	18
Figura 4 - Ciclos de ar padrão diesel.....	19
Figura 5 - Ciclo real de um motor a Diesel	20
Figura 6 - Diagramas esquemáticos do ciclo de ar misto.....	21
Figura 7 - Ciclo de ar padrão dual diesel e GNV	21
Figura 8 - Consumo de Energia por fonte no Brasil	26
Figura 9 - Métodos de formação de turbulência	31
Figura 10 - Evolução dos regulamentos europeus.....	33
Figura 11 - Fases PROCONVE para veículos leves	34
Figura 12 - Etapas de trabalho	37
Figura 13 - Componentes do Sistema Motor-Gerador	38
Figura 14 - Sistema de GNV	40
Figura 15 - Sistema de regulagem da aceleração.....	42
Figura 16 - Analisador de Energia.....	43
Figura 17 - Rendimento X % de substituição de diesel por GN.....	48
Figura 18 - Rendimento X % de substituição de OVS por GN	50
Figura 19 - Emissão de CO em função do % de substituição	53
Figura 20 - Emissão de NO _x em função do % de substituição.....	53
Figura 21 - Emissão de CO em função do % de substituição	55
Figura 22 - Emissão de NO _x em função do % de substituição.....	55
Figura 23 - Custo total em relação ao percentual de substituição de OD por GN.....	57
Figura 24 - Custo total em relação ao percentual de substituição de OD por GN.....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades do óleo diesel.....	26
Tabela 2 - Propriedades do gás natural	27
Tabela 3 - Propriedades do óleo de soja.....	28
Tabela 4 - Características do motor M90	41
Tabela 5 - Resultados ensaios com 100% de diesel.....	47
Tabela 6 - Resultados dos ensaios mistura OD-GN.....	47
Tabela 7 - Resultados ensaio com 100% óleo vegetal de soja	49
Tabela 8 - Resultados dos ensaios mistura OVS-GN	50
Tabela 9 - Emissões utilizando 100% de óleo diesel	51
Tabela 10 - Emissões utilizando a mistura OD - GN	52
Tabela 11 - Emissões utilizando 100% óleo de soja	54
Tabela 12 - Emissões utilizando a mistura OVS-GN.....	54

LISTA DE SIGLAS

MCI	Motor de Combustão Interna
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PV	Pressão x Volume
TS	Temperatura x Entropia
GNV	Gás Natural Veicular
PCI	Poder Calorífico Inferior
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
PCS	Poder Calorífico Superior
OD	Óleo Diesel
ANP	Agência Nacional do Petróleo
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
PROCONVE	Programa de Controle de Poluição do ar por Veículos automotores
NO _x	Óxidos de Nitrogênio
SO ₂	Dióxido de Enxofre
C	Carbono
H	Hidrogênio
CO ₂	Dióxido de Carbono

LISTA DE SÍMBOLOS

W	Trabalho, kJ
P_i	Potência indicada, kW
Δt	Variação de tempo, s
\dot{m}	Vazão mássica, kg/s
η_t	Rendimento Térmico, %
M_t	Torque, N.m
ω	Velocidade angular, rad/s
P_E	Potência efetiva, kW
P_P	Potência passiva, kW
η_m	Rendimento mecânico
PCI	Poder Calorífico Inferior, kJ/kg
PCS	Poder Calorífico Superior, kJ/kg

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	11
1.1	AMBIENTE DE ESTÁGIO	12
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	13
1.3	OBJETIVOS	14
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	CARACTERÍSTICAS E FUNCIONAMENTO DOS MCI.....	16
2.2	CICLOS TEÓRICOS DE AR PADRÃO.....	18
2.3	PARÂMETROS FUNDAMENTAIS DOS MOTORES.....	22
2.3.1	Potência indicada	22
2.3.2	Potência efetiva	22
2.3.3	Potência absorvida pela resistência passiva	23
2.3.4	Rendimento	23
2.4	COMBUSTÍVEIS.....	23
2.4.1	Características e parâmetros gerais	23
2.4.2	Óleo Diesel	25
2.4.3	Gás Natural veicular	27
2.4.4	Óleo de soja	28
2.5	COMBUSTÃO	29
2.5.1	Limites de Inflamabilidade	29
2.5.2	Temperatura Adiabática de Chama.....	30
2.5.3	Combustão em Motores.....	30
2.6	EMISSÕES EM MOTORES	32
2.7	TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA.....	34
3.	METODOLOGIA	37
3.1	PROCEDIMENTOS DE ENSAIO.....	39
3.2	EQUIPAMENTOS UTILIZADOS.....	40
3.2.1	Kit de gás natural.....	40

3.2.2	Sistema Motor	41
3.2.3	Sistema Gerador	43
3.2.4	Resistências.....	44
3.3	METODOLOGIA PARA NORMALIZAÇÃO, CÁLCULO DO PERCENTUAL DE SUBSTITUIÇÃO E CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL.....	44
4.	RESULTADOS	46
4.1	ANÁLISE DE DESEMPENHO	46
4.2	ANÁLISE DOS GASES DE ESCAPE	50
4.3	ANÁLISE ECONÔMICA	56
5.	CONCLUSÃO	58
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	60
	ANEXO A.....	62
	APÊNDICE A.....	63

1. INTRODUÇÃO

No dia a dia são utilizadas, direta ou indiretamente, máquinas ou equipamentos que utilizam energia para seu funcionamento nas diferentes tarefas do cotidiano. Isso pode ser facilmente verificado quando se transforma energia elétrica em energia térmica ao aquecermos alimentos no micro-ondas, ou então, quando se converte a energia contida em um combustível em energia mecânica nos motores à combustão interna que equipam os diversos tipos de veículos rodoviários, por exemplo. Outros tantos exemplos poderiam ser citados.

Devido à sua fácil manutenção, ao seu tamanho relativamente reduzido e ao rápido arranque, os motores de combustão interna (MCI) são largamente usados nos dias de hoje para a tração dos diferentes tipos de veículos (automóveis, caminhões, ônibus, tratores, etc.) e para a geração de energia elétrica nos grupos geradores.

No MCI a energia contida no combustível é transformada em energia mecânica através dos diversos componentes que o compõem.

Estes motores podem ser classificados de diversas formas: quanto ao tipo de ignição (centelha ou compressão), quanto às propriedades do gás de admissão (ar ou mistura ar-combustível), quanto ao ciclo de trabalho (dois ou quatro tempos), quanto ao número de cilindros e sua disposição e também quanto à sua utilização.

Os motores mais utilizados e conhecidos são os motores à gasolina, que operam no chamado ciclo Otto, e os movidos a diesel, que funcionam no chamado ciclo Diesel. Algumas diferenças entre eles podem ser ressaltadas.

No ciclo Otto, o combustível é admitido no cilindro e em seguida pressurizado juntamente com o ar. Essa mistura ar-combustível, após ser pressurizada, recebe uma centelha de uma fonte elétrica externa que dá início à combustão, causando a “explosão” que desloca o embolo e faz o eixo girar.

Já no ciclo diesel ocorre a autoignição. Apenas ar é admitido na fase da compressão e como o aumento da pressão é elevado, a temperatura do ar também aumenta e então é pulverizado o óleo diesel que, em contato com o ar aquecido, entra em combustão. Em geral, os motores a diesel são mais eficientes, pois consegue atingir maiores pressões de trabalho e, em consequência, temperaturas

de combustão mais elevadas, resultando numa maior quantidade de energia sendo transformada em trabalho.

A utilização dos MCI é muito encontrada também nas regiões rurais. Ou seja, a utilização desses motores na agricultura vai desde a mobilidade dos equipamentos de colheita mais sofisticados até os mais simples.

A proposta desse trabalho é analisar o funcionamento e a eficiência de um grupo motor-gerador que possui um motor de combustão interna da marca Agrale, monocilíndrico movido à diesel operando nos modos mono combustível, com diesel ou óleo vegetal de soja, e no modo bicombustível, operando com as misturas óleo diesel - biogás ou óleo vegetal – biogás. O trabalho propõe a avaliação da eficiência do grupo motor-gerador, envolvendo a potência gerada, o consumo dos combustíveis empregados e as emissões de gases nas diferentes configurações. A Figura 1 ilustra o grupo motor-gerador empregado nesse trabalho.

Figura 1 - Grupo Motor-Gerador



Fonte: Universidade de Caxias do Sul (2014)

1.1 AMBIENTE DE ESTÁGIO

O trabalho será desenvolvido no Laboratório de Motores localizado no bloco U do Campus Universitário. O referido laboratório possui 90,79m² de área onde estão acondicionados vários tipos de motores. Dentro do laboratório há ainda uma sala de

ensaios dinamométricos de motores. O Anexo A mostra uma parte da planta baixa do referido laboratório.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Muito se fala a respeito da utilização de combustíveis fósseis como fonte de energia. O que se sabe é que esses combustíveis são eficientes, porém são extremamente nocivos ao meio ambiente e também são não renováveis.

Todos os avanços tecnológicos são baseados em formas de energia renováveis, mais limpas e menos prejudiciais, como é a energia solar, a energia eólica, a elétrica e porque não mencionar a energia provinda da combustão de biogás e/ou biodiesel.

Atualmente, o que preocupa a humanidade é a dependência aos combustíveis fósseis. Em suma, há diversas formas de energia substitutas, mas ainda há muito a ser estudado sobre elas, necessitando as vezes de alta tecnologia para produzir, atrelado a um custo elevado.

Além da dificuldade tecnológica de obtenção de energias que se renovam na natureza, há também o problema da destruição e poluição do meio ambiente devido às altas taxas de emissões de gases nocivos produzidos, por exemplo, dos motores a diesel.

A proposta de acrescentar biogás ou gás natural à compressão do ar num motor a diesel, diminuindo assim a quantidade de óleo injetado para combustão, torna-se interessante quando se fala em reduzir o consumo de combustíveis não renováveis. Além disso, essa combustão tende a diminuir as emissões de gases prejudiciais ao meio ambiente.

Falou-se antes também da vasta utilização dos MCI em regiões rurais, onde tratores utilizados para aragem, transporte e preparo da terra como um todo, semeadeiras, colheitadeiras, bombas de pulverização ou de abastecimento de insumos são alguns exemplos de equipamentos movidos em sua maioria a óleo diesel.

Isso se deve a essas regiões serem, muitas vezes, afastadas de centros industriais, isoladas, com área muito grande e que necessitem de uma manutenção

fácil, rápida e eficiente, além do trabalho em si exigir resistência mecânica dos componentes.

No meio rural há ainda a possibilidade da produção de combustível na própria terra, produtor, seja ela de pequeno, médio, ou grande porte, e a utilização em seus diversos equipamentos. Isso inclui a possibilidade do produtor rural gerar sua própria energia elétrica.

O uso de biodigestores já é realidade em muitas propriedades rurais, onde o biogás gerado é empregado na cocção de alimentos, no aquecimento de ambientes, tais como aviários, e na aplicação em grupos geradores para a produção de energia elétrica.

Esse mesmo gás pode vir a substituir em parte o consumo de óleo diesel dessas propriedades.

A utilização desse gás em motores, além de auxiliar na diminuição do impacto ambiental, também pode significar diminuição de gastos na produção, uma vez que o investimento num biodigestor é relativamente pequeno.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo geral é analisar a eficiência termomecânica e emissiva de um pequeno motor a diesel acoplado a um gerador elétrico, operando nos modos mono e bicomcombustível.

Os objetivos específicos deste trabalho podem ser verificados abaixo:

- Identificar os experimentos a serem realizados e os parâmetros a serem medidos;
- Definir as proporções dos combustíveis a serem ensaiados;
- Analisar a eficiência do grupo motor-gerador trabalhando nas diferentes misturas de combustíveis, ou seja, para diferentes graus de substituição dos combustíveis líquidos (OD e OVS);
- Avaliar as emissões de gases da exaustão do motor nos diferentes modos de operação.
- Definir o grau de substituição em que observam-se os melhores resultados, baseando-se em critérios pré-estabelecidos, como emissão de gases, desempenho e custo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CARACTERÍSTICAS E FUNCIONAMENTO DOS MCI

No século XVIII surgiram os motores a combustão externa, principalmente movidos a lenha devido à abundância desse recurso e ao seu baixo preço, na época. Eram máquinas a vapor utilizadas principalmente em equipamentos estacionários.

Aproximadamente um século depois começaram a aparecer os motores onde o combustível é queimado dentro do próprio motor, os chamados Motores de Combustão Interna. Esses motores logo assumiram as principais funcionalidades da máquina a vapor, devido à sua versatilidade, eficiência, rápido início das atividades e à fácil adaptação aos diversos equipamentos que o necessitavam.

Desde então muitas mudanças ocorreram nessas máquinas, causadas pela tecnologia empregada nos materiais, processos de fabricação, combustíveis entre outros. Segundo Heywood (1988), os motores de ciclo Diesel, por exemplo, podem chegar a 40% de rendimento térmico, um valor alto se comparado aos 10% de rendimento da época que foi inventado.

Outras formas de conversão de energia podem alcançar maiores rendimentos, porém, até hoje, os MCI são largamente utilizados, principalmente pela sua autonomia de deslocamento, quando nos referimos à viagens, lugares extremos e de difícil acesso e movimentação em geral.

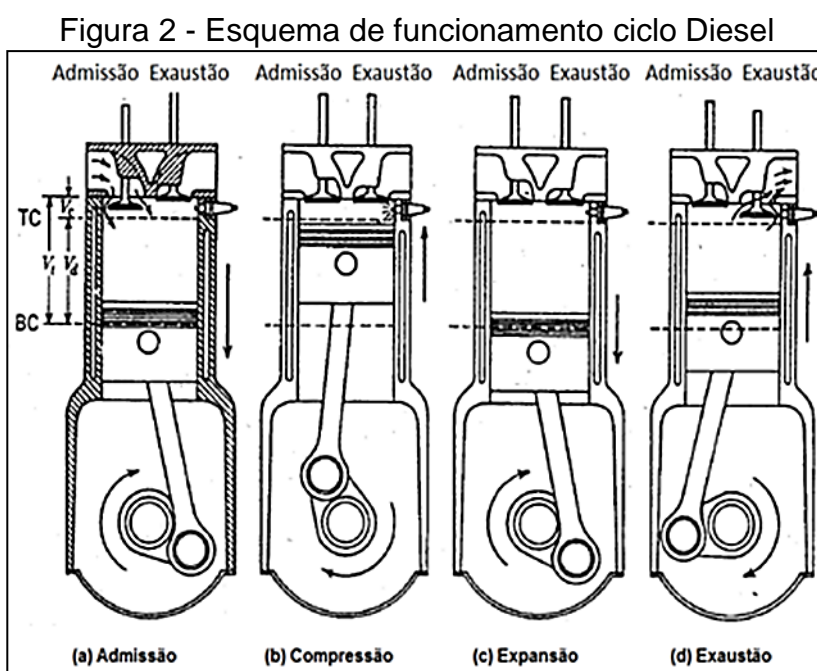
Os dois principais motores dessa natureza utilizados atualmente são o ciclo Otto e o ciclo Diesel. Apesar de terem diferenças técnicas principalmente no seu princípio de funcionamento, eles se assemelham construtivamente.

Os MCI operam em ciclos conhecidos como 2 tempos e 4 tempos. Segundo Martins (2011) os motores de 4 tempos se enquadram nos limites permitidos de emissão de gases, o que não ocorre com motores 2 tempos.

A Figura 2 explica esquematicamente o funcionamento de um motor ciclo Diesel e nos apresenta seus quatro tempos. Esse funcionamento é descrito a seguir.

O primeiro tempo do motor é chamado admissão. Consiste na entrada de ar na câmara de combustão, através da sucção. Essa sucção se dá devido à

depressão gerada pelo aumento do volume da câmara quando o cilindro desce. Quando o cilindro atinge o ponto morto inferior (PMI) inicia-se o segundo tempo, o tempo da compressão. Na compressão, as válvulas se fecham e o cilindro comprime o ar em seu movimento de subida, ou seja, retorno á posição de ponto morto superior (PMS). Nesse movimento ocorre um aumento de pressão e temperatura do ar e quando o pistão alcança o PMS ocorre a injeção do combustível. Este combustível, quando em contato com o ar quente e pressurizado, detona e movimenta o cilindro, caracterizando o terceiro tempo do motor, conhecido como curso de expansão, isto é, a explosão gerada pela combustão faz com o que cilindro se desloque para o PMI, forçando o virabrequim girar. O quarto e ultimo tempo do motor é o de exaustão ou escape. Ocorre quando as válvulas de expansão se abrem e o pistão empurra os gases de combustão para fora do cilindro ao retornar ao PMS.

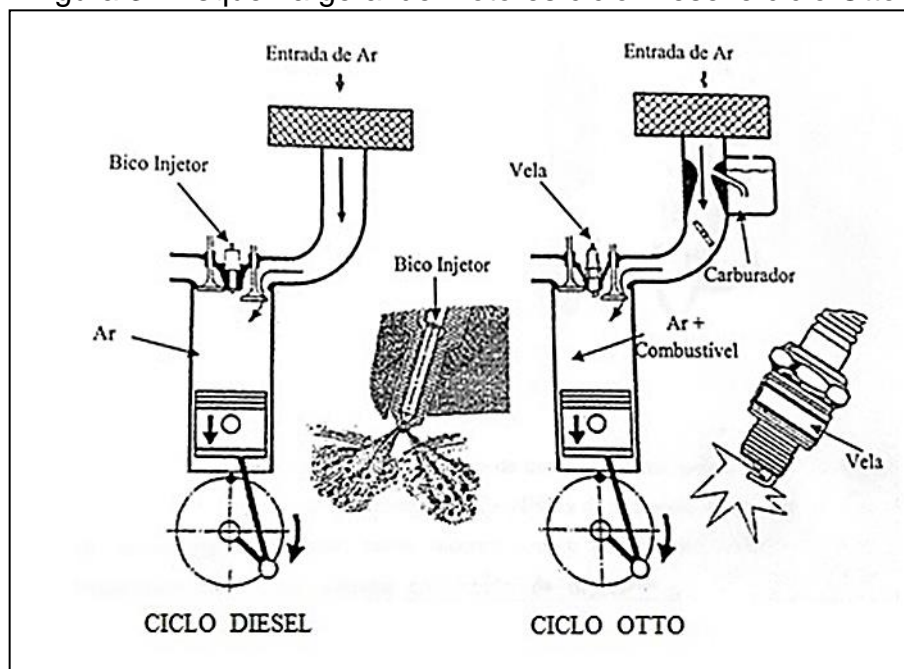


Fonte: Heywood (1988)

A maior e principal diferença entre ciclo Otto e ciclo Diesel é a forma de fornecimento de energia para o início da combustão. Num motor ciclo diesel temos um componente chamado bico injetor, responsável em pulverizar o combustível na câmara de combustão e dar início a combustão. Já num motor ciclo Otto o início da combustão é dada pela vela, um componente que gera uma centelha elétrica que inflama a mistura ar-combustível presente na câmara de combustão.

Na Figura 3 podem-se visualizar esquematicamente as duas situações (ciclos Otto e Diesel), destacando os principais componentes citados anteriormente.

Figura 3 - Esquema geral de motores ciclo Diesel e ciclo Otto



Fonte: Adaptado de Heywood (1988)

2.2 CICLOS TEÓRICOS DE AR PADRÃO

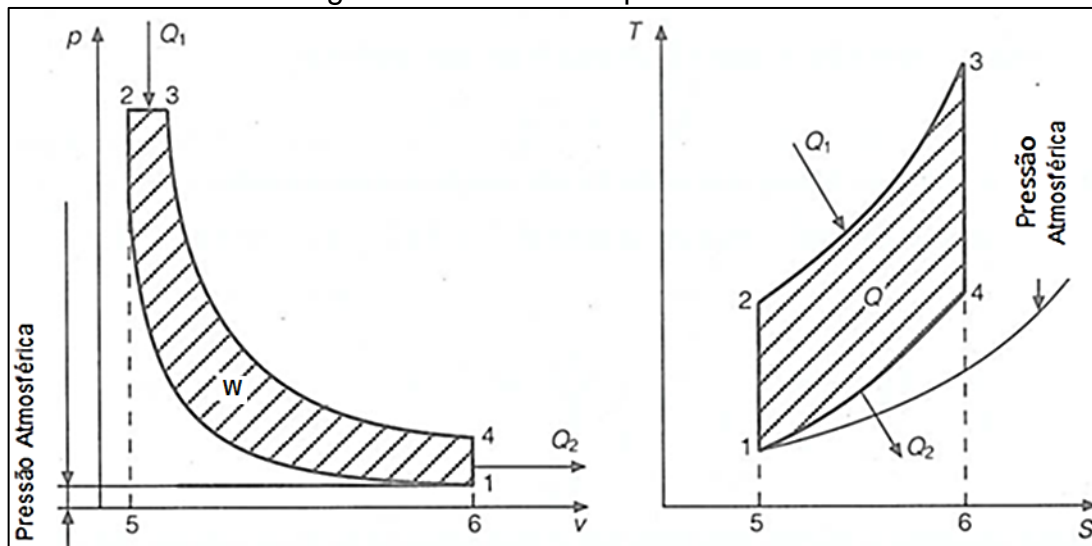
Para o estudo termodinâmico de motores a combustão interna são utilizados os ciclos de ar padrão. Esse método é considerado uma boa aproximação dos motores reais por trabalharem com processos quase estáticos. São representados pelos diagramas pressão x volume (gráficos PV) e temperatura x entropia (gráficos TS).

Segundo Durval (1997), esses ciclos apresentam algumas simplificações, como: ar comportando-se como gás perfeito, sistema considerado fechado, em substituição a combustão teremos o fornecimento de calor (no ciclo diesel ocorre a pressão constante) e em substituição a escape teremos a retirada de calor.

Todos os processos que ocorrem nos diagramas de ar padrão são considerados ideais e reversíveis, satisfazendo a primeira e a segunda lei da termodinâmica, mesmo assim são boas referências para o estudo de MCI.

Genericamente a Figura 4 mostra esses diagramas para um ciclo de ar padrão diesel.

Figura 4 - Ciclos de ar padrão diesel



Fonte: Adaptado de Giacosa (2000)

Baseado na Figura 5 de Giacosa (2000) pode-se caracterizar as transformações termodinâmicas, conforme segue:

- entre 1 e 2 ocorre a compressão adiabática e reversível, onde há fornecimento de trabalho (W_{1-2}) e aumento da energia interna;
- entre 2 e 3 está representada a expansão isobárica e reversível, representando o fornecimento de calor através da injeção do combustível;
- entre 3 e 4 há uma expansão adiabática e reversível, caracterizando a realização de trabalho (W_{3-4}) pela expansão do fluido;
- entre 4 e 1 ocorre a perda de calor através de um processo isovolumétrico e reversível.

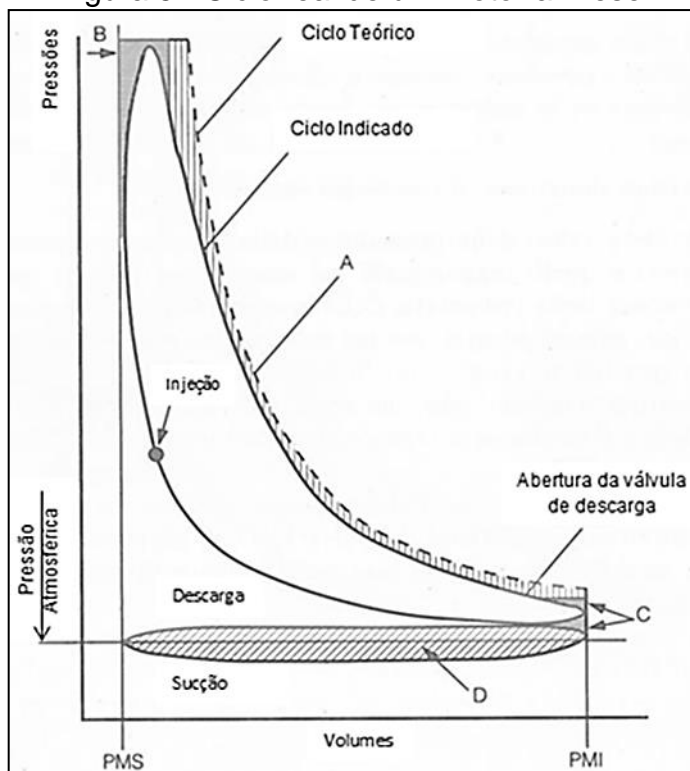
No gráfico de pressão em função do volume específico, a variável Q_1 significa o calor que é fornecido e a variável Q_2 é o calor que é expulso do sistema. A área interna à curva, representada pela letra W , representa o trabalho realizado.

Segundo Giacosa (2000), a principal diferença nos processos termodinâmicos do ciclo diesel para ciclo Otto está no fornecimento de calor, o qual ocorre no ciclo diesel à pressão constante e no ciclo Otto a volume constante. Outra diferença é a razão de compressão, que nos motores Diesel é de 14 a 22, já no ciclo Otto é de 6 a 12 (GIACOSA, 2000). Utilizando Gás Natural Veicular (GNV) podem-se obter

maiores taxas de compressão sem que haja a ignição, devido às características desse combustível, o que favorece o rendimento.

Para aperfeiçoar cada vez mais os processos e deixá-los o mais próximo aos processos verdadeiros, são utilizados os chamados ciclos reais. Os ciclos de ar padrão não representam os tempos de admissão e descarga do motor, já os ciclos reais apresentam essa diferença. Na Figura 6 as curvas A e B representam a aspiração de ar e a descarga dos gases, respectivamente. As regiões C e D representam as perdas de trabalho útil e trabalho por bombeamento, respectivamente, e ocorre porque a pressão de saída da descarga é maior que a pressão atmosférica, ao contrário do que ocorre na sucção.

Figura 5 - Ciclo real de um motor a Diesel

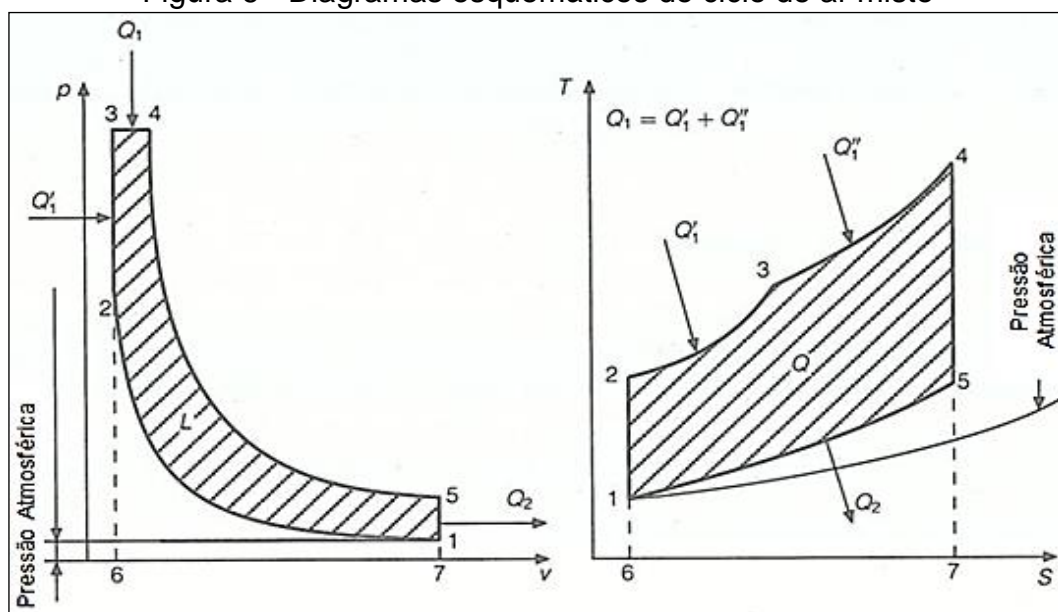


Fonte: Adaptado de Giacosa (2000)

Segundo Giacosa (2000), o ciclo diesel ocorre com pressão constante na prática apenas em caso de motores grandes e lentos. Pode-se dizer que na prática os motores ciclo Otto e Diesel se assemelham e que o processo de combustão pode ter uma parte com volume constante e outra com pressão constante. Esse ciclo é chamado de ciclo combinado de Sabathé e está representado na Figura 6.

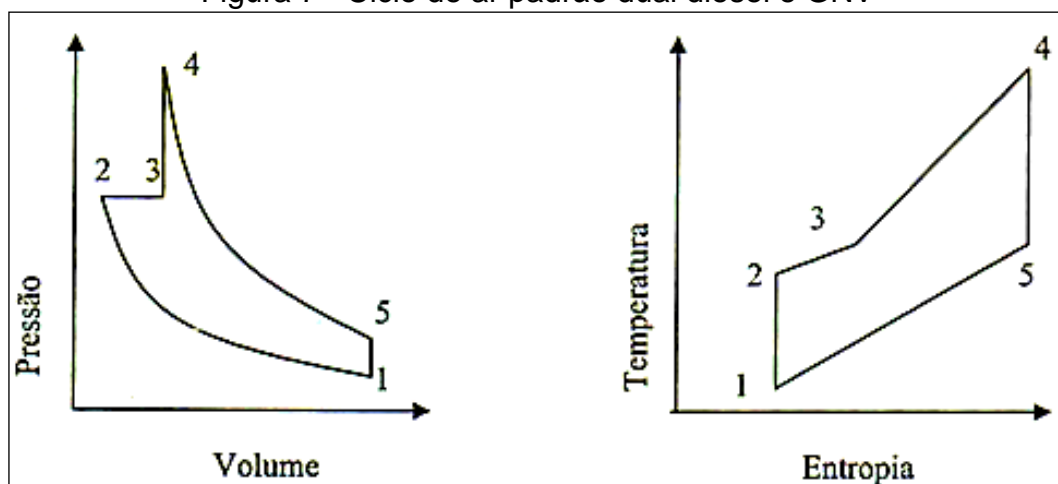
Há abordagens que discordam do diagrama da Figura 6 quando ocorre um ciclo misto da combustão de óleo diesel e GNV. Para Franco (2007), ocorre primeiramente a combustão a pressão constante, quando apenas o pouco combustível injetado inflama. Já o aumento brusco de pressão se dá quando o GNV da mistura entra em combustão. A Figura 7 mostra os diagramas propostos por Franco (2007), quanto a um ciclo dual diesel e GNV.

Figura 6 - Diagramas esquemáticos do ciclo de ar misto



Fonte: Adaptado de GIACOSA (2000)

Figura 7 - Ciclo de ar padrão dual diesel e GNV



Fonte: Franco (2007)

2.3 PARÂMETROS FUNDAMENTAIS DOS MOTORES

Segundo Giacosa (2000), a potencia dos motores é dividida em três diferentes categorias que estão atreladas uma às outras. As potencias são, então, classificadas em potência indicada, potencia absorvida pela resistência passiva e potência efetiva.

2.3.1 Potência indicada

A potência indicada é dada pela total energia química do combustível que foi convertida em energia interna dentro do cilindro. Pode ser calculada pela razão entre o trabalho realizado pelo gás dentro do cilindro e o tempo para a realização de um ciclo. A Equação 2.1 mostra o cálculo da potencia indicada (P_I).

$$P_I = \frac{W_{liq}}{\Delta t} = \dot{m}_{comb} PCI \eta_t \quad (2.1)$$

Onde: W_{liq} é o trabalho líquido produzido no motor, em kJ; Δt é o tempo de duração de um ciclo completo, em s; \dot{m}_{comb} é a vazão mássica de combustível, em kg/s; PCI é o Poder Calorífico Inferior, em kJ/kg; e η_t é o rendimento térmico da conversão de energia

2.3.2 Potência efetiva

Na prática, é a potência efetiva que mais interessa, pois é aquela medida na saída do motor. É também chamada de potência de freio (GIACOSA, 2000), pois é medida utilizando um freio dinamométricos no eixo de saída do motor.

É calculada através do torque gerado pelo eixo (M_t) multiplicado pela velocidade angular do motor (ω), conforme Equação 2.2.

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

2.3.3 Potência absorvida pela resistência passiva

Essa categoria, em tese, é dada pelo atrito mecânico das partes que compõe a estrutura física do motor. Pode ser medida através de uma força externa aplicada ao eixo do motor sem ele estar acionado, para determinar sua resistência ao atrito ou ainda calculada pela diferença entre a pressão efetiva e pressão indicada, conforme Equação 2.3, onde P_p é a pressão absorvida ou perdida, P_I é a pressão indicada e P_E é a pressão efetiva.

$$P_p = P_I - P_E \quad (2.3)$$

2.3.4 Rendimento

As potências (efetiva e indicada) são fundamentais para a obtenção de um importante parâmetro, o rendimento mecânico.

O rendimento mecânico (η_m) de um MCI está relacionado com as perdas por atrito de peças móveis e à inércia necessária para manter essas peças em operação.

É calculado através da razão entre a potência efetiva e a potencia indicada, conforme Equação 2.4.

$$\eta_m = \frac{P_E}{P_I} \quad (2.4)$$

2.4 COMBUSTÍVEIS

2.4.1 Características e parâmetros gerais

Os combustíveis em geral podem ser sólidos (madeira e os produtos de sua decomposição natural, como carvão e turfa), líquidos (gasolina, diesel e querosene, por exemplo) ou gasosos (GNV ou GLP). Segundo Yoge (2007), os combustíveis

líquidos têm vantagens em relação aos sólidos, como maior poder calorífico, mais facilidade no armazenamento e maior controle de consumo.

Nos motores de combustão interna são utilizados os combustíveis conhecidos como hidrocarbonetos.

Segundo Vlassov (2011), as diversas propriedades de um combustível podem ser classificadas como corrigíveis e não corrigíveis. Quando a propriedade é corrigível, ela pode ser alterada durante a preparação do combustível, como por exemplo, a massa específica, viscosidade e teor de umidade. Já uma propriedade não corrigível é aquela que não pode ser alterada, como ponto de fluidez e teor de cinzas.

Um parâmetro importante no estudo dos combustíveis é chamado de poder calorífico. O poder calorífico é a quantidade de energia química disponível em um combustível. Ele é medido a partir da quantidade de calor extraído durante a combustão quando a temperatura dos reagentes for igual a dos produtos (MARTINS, 2011).

Ele se divide em poder calorífico inferior (PCI) e poder calorífico superior (PCS). Essa diferença se dá devido ao fato de um dos produtos da combustão ser a água em estado gasoso. Se os produtos estivessem a mesma temperatura dos reagentes a água sairia em estado líquido, disponibilizando a energia de condensação da água.

Portanto, o poder calorífico superior é o somatório entre poder calorífico inferior e a entalpia de condensação da água. Os gases resultantes da combustão estão em temperatura elevadas impedindo que a água esteja em estado líquido, isto significa que inevitavelmente uma parte da energia do combustível será utilizada para vaporizar a água. Por isso a energia que será considerada para aplicações em motores é o PCI.

Outros parâmetros importantes são a octanagem e a cetanagem. A capacidade de resistir à compressão dentro do cilindro sem que o combustível entre em combustão é chamada de octanagem. Já a cetanagem vem ao encontro dessa característica de resistência. Os motores ciclo diesel, por comprimirem apenas ar e receber a injeção de combustível posteriormente, necessitam que a combustão seja feita o mais rápido possível. Portanto a cetanagem é o parâmetro que mede a facilidade que um combustível tem de entrar em combustão.

Martins (2011) cita que o aumento na quantidade de cetano para facilitar e agilizar a combustão diminui o poder calorífico do combustível, o que implicaria num aumento do consumo pelo motor para atingir a mesma quantidade de energia.

A viscosidade também é um parâmetro a ser considerado nos combustíveis. Ela é definida como a resistência que o fluido tem ao escoamento. Essa grandeza define como será o escoamento nos componentes do sistema de injeção do motor e também sua mistura com o comburente (oxigênio). Num motor ciclo diesel, um combustível com viscosidade elevada pode ser prejudicial à combustão, pois pode dificultar a pulverização. No Sistema Internacional de unidades, a viscosidade é medida em [Pa.s].

2.4.2 Óleo Diesel

O Diesel é um combustível derivado do petróleo constituído em sua grande maioria por hidrocarbonetos, havendo em menor escala enxofre, nitrogênio e oxigênio, porém que quando em combustão podem oxidar-se e formar componentes nocivos ao meio ambiente, os NO_x e SO_2 .

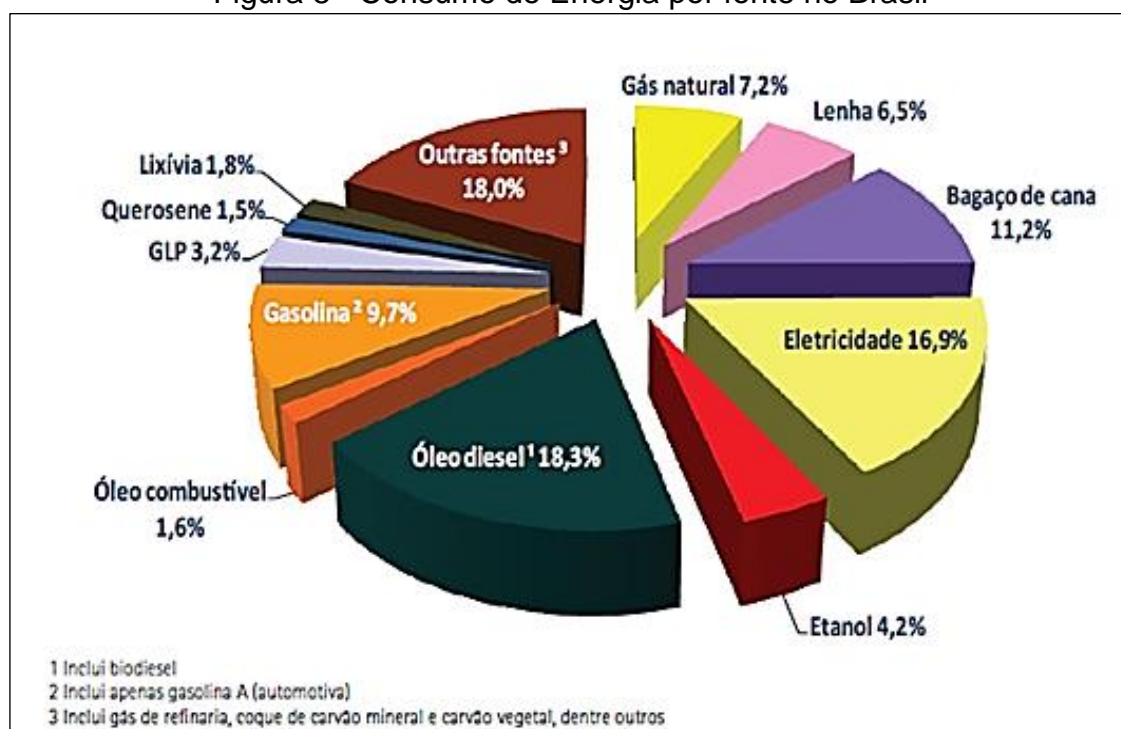
O óleo diesel (OD) é proveniente de diversas etapas de refinamento do óleo bruto, como querosene, nafta pesada, gasóleos e mais recentemente biodiesel. É um produto inflamável, relativamente tóxico, volátil, com odor forte e característico. Largamente utilizado em equipamentos agrícolas, transporte rodoviário e geração de energia elétrica.

Segundo o Balanço Energético Nacional de 2013, ano base 2012, o óleo diesel é a fonte de energia mais utilizada no Brasil compondo 18,3% da matriz energética do país, deixando a eletricidade em segundo lugar com 16,9%. O gráfico da Figura 8 mostra um âmbito geral da matriz energética brasileira no ano referenciado.

Em dezembro de 2013, a Agência Nacional do Petróleo (ANP) publicou a resolução 50 determinando que a partir de 01 de Janeiro de 2014 poderia ser comercializado somente diesel S10 e S500 em virtude das novas exigências de emissões atmosféricas. Essas duas variações estão relacionadas à quantidade de enxofre que contêm, isto é, 10 e 500 ppm (parte por milhão), respectivamente. Essa

unidade é largamente utilizada nesta área e significa mg de enxofre por kg de OD (óleo Diesel).

Figura 8 - Consumo de Energia por fonte no Brasil



Fonte: site oficial Ministério de Minas e Energia (2014)

Segundo Misra e Mutthy (2010), algumas propriedades gerais do óleo diesel são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades do óleo diesel

Propriedade	Unidade	Valor
Densidade (20 °C)	$\text{g}\cdot\text{cm}^{-3}$	0.855
Ponto de fulgor	°C	76
Ponto de fluidez	°C	-16
Viscosidade Cinemática (38 °C)	$\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$	3.06
Poder calorífico superior (PCS)	$\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	43.8
Numero de cetano (CN)	–	50
Poder Calorífico Inferior (PCI)	$\text{MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	41.5

Fonte: Adaptado de Misra e Mutthy (2010)

2.4.3 Gás Natural veicular

O Gás Natural Veicular é um combustível formado por hidrocarbonetos leves que à pressão e temperatura ambiente apresenta-se em estado gasoso. Este gás deve ser armazenado em cilindros com fabricação especificada por norma. Para cada aplicação existe uma norma regulamentadora, por exemplo, a ABNT Norma NBR 12790/1995 determina as condições para cilindros de aço sem costura, já a norma ABNT Norma NBR 13973/1997 fixa as condições para a fabricação em plástico reforçado para GNV (Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e Biocombustíveis – Regulamentação e Normas, 2012).

Segundo Martins (2011), o uso de combustíveis gasosos possui vantagens em relação à combustíveis líquidos, como um rendimento mais elevado e redução nas emissões tanto em regime normal como a frio. Essa diminuição nas emissões se dá devido à sua composição. A maior parte do GNV é formada por metano, que possui baixa relação C/H se comparado a outros hidrocarbonetos. Com isso, forma-se menos CO₂ em relação à água nos produtos da combustão.

A Tabela 2, a seguir, apresenta algumas propriedades deste combustível.

Tabela 2 - Propriedades do gás natural

Propriedades	Unidade	Valor médio
Poder Calorífico Superior	MJ·Nm ⁻³	41,69
Poder Calorífico Inferior	MJ·Nm ⁻³	37,65
Densidade relativa		0,602
Massa Molecular Aparente	g·mol ⁻¹	17,367
Relação Ar/GN estequiométrica		9,96
Velocidade de Chama	cm·s ⁻¹	49,4
Limite de Inflamabilidade Superior	% gás no ar	14,9
Limite de Inflamabilidade Inferior	% gás no ar	4,8

Fonte: Adaptado de SULGAS (2014)

Yoge (2007), cita o gás natural como um excelente combustível para ser utilizado em motores dual ciclo diesel. Possui uma octanagem elevada, suportando altas taxas de compressão e por ser gasoso mistura-se facilmente com o ar admitido pelo motor, tornando a combustão eficiente e pouco emissiva.

Outro fato que torna o uso do gás natural cada vez mais presente é o fato de ser rapidamente dissipado na atmosfera, caso ocorra algum vazamento. Isso faz com que ele seja consideravelmente mais seguro no que se trata de riscos ambientais se comparado a outros combustíveis em estado líquido, por exemplo.

2.4.4 Óleo de soja

O óleo de soja é o produto obtido da prensagem ou da extração por solvente dos grãos de soja, sem mistura de outros óleos ou gorduras.

É um combustível que vem sendo estudado há muito tempo, porém ainda não é utilizado em larga escala devido a algumas características que dificultam o seu uso. Segundo Misra e Mutthy, algumas características do óleo de soja é reportada na Tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades do óleo de soja

Propriedade	Unidade	Valor
Massa específica (20 °C)	kg·L ⁻¹	0,9138
Ponto de fulgor	°C	254
Ponto de fluidez	°C	-12,2
Viscosidade cinemática (38 °C)	mm ² ·s ⁻¹	32,6
Poder Calorífico Superior (PCS)	MJ·kg ⁻¹	39,6
Poder Calorífico Inferior (PCI)	MJ·kg ⁻¹	36,9
Número de cetanos	-	37,9

Fonte: Adaptado de Misra e Mutthy (2010)

Segundo Brunetti (2012), o uso dos óleos vegetais em geral gera problemas práticos resultante de uma combustão incompleta. Também cita outros problemas: dificuldade de partida a frio, formação de depósitos nos cilindros que dificultam troca térmica, o combustível não queimado se dilui no óleo lubrificante diminuindo o período de manutenção e entupimento dos canais de lubrificação.

Para amenizar o problema da partida a frio, em geral, o motor é colocado em funcionamento com óleo diesel convencional, para posterior substituição pelo óleo vegetal.

Em relação ao óleo diesel, o óleo de soja possui maior densidade e viscosidade, o que dificulta o escoamento e pulverização do combustível na câmara

de combustão. Além disso, o baixo número de cetano, comparado ao diesel, dificulta a entrada em combustão quando em contato com o ar quente na câmara de combustão.

Em contrapartida, Knothe et al. (2006) apresenta algumas vantagens na utilização desse combustível, como o fato de ser derivado de materiais renováveis, biodegradável, elevado ponto de fulgor (possibilitando maior segurança no manuseio, transporte e armazenamento quando comparado ao OD) e boa lubricidade.

2.5 COMBUSTÃO

A combustão é definida como reação química entre um combustível e um comburente proporcionado por uma fonte de calor, na qual um combustível é oxidado liberando uma grande quantidade de energia (YOGÉ, 2007). O agente oxidante (também chamado comburente) mais utilizado é o oxigênio contido no ar atmosférico.

Segundo Martins (2011), as proporções entre combustível e oxidante são fundamentais para definir o comportamento da combustão, influenciando nos produtos desta combustão, desempenho, temperatura de operação do motor e economia de combustível.

A estequiometria da combustão é o estudo das proporções ideais da mistura ar/combustível num processo de combustão. Para Giacosa (2000), quando ocorre a falta de ar, em comparação ao estequiométrico, a mistura é rica, já quando há o excesso de ar a mistura é considerada pobre. Para o óleo Diesel representado pelo cetano $C_{16}H_{34}$, a relação ideal (estequiométrica) é de 14,88 partes de ar para uma parte de combustível, em peso.

2.5.1 Limites de Inflamabilidade

Existe uma faixa de concentração de combustível em que a combustão consegue se propagar sem que haja uma fonte de calor atuando externamente. Essa faixa compreende os chamados limites de inflamabilidade.

Desta forma, o limite de inflamabilidade inferior é dado pela mínima concentração de combustível para que a chama se propague. Nesta condição, a mistura é considerada pobre. De forma contrária se dá o limite de inflamabilidade superior, ou seja, quando há a máxima concentração possível de combustível para que a chama se propague. Nesta condição, há uma mistura rica.

Alguns fatores são responsáveis em alterar e influenciar esses limites. A pressão, por exemplo, ocasiona um aumento na faixa de inflamabilidade. Como o limite inferior mantém-se praticamente constante, ocorre uma elevação do limite superior. A concentração de oxigênio também pode ser fator influenciador.

2.5.2 Temperatura Adiabática de Chama

A temperatura adiabática de chama é a temperatura atingida pelos produtos da combustão quando esta ocorre sem troca de calor (daí o termo adiabático).

Segundo Yoge (2007), essa temperatura é de extrema importância para o projeto de turbinas e motores, pois está relacionada a resistência dos materiais que os compõem e também está relacionada aos gases de combustão e aos produtos que podem ser produzidos com determinadas faixas de pressão.

Esse fator pode ser amenizado ou controlado utilizando o excesso de ar para ocorrer à troca do calor.

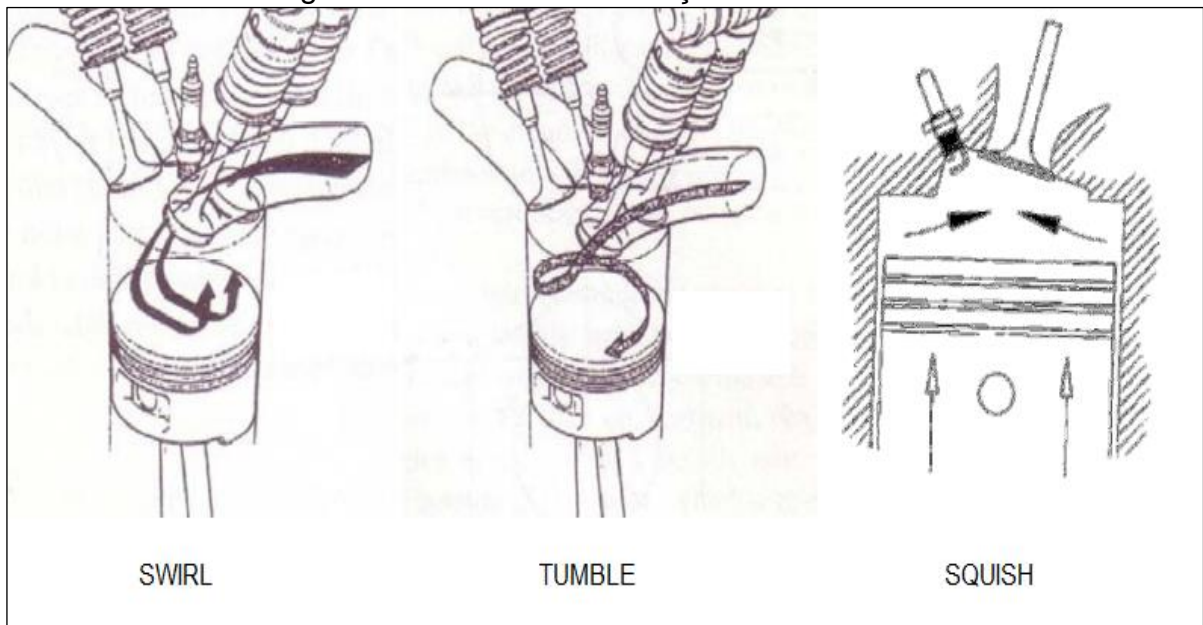
2.5.3 Combustão em Motores

A combustão nos motores é influenciada por diversos mecanismos e parâmetros, como geometria da câmara de combustão, qualidade da mistura ar combustível, método de injeção entre outros. Importante destacar que existem diferentes métodos de injeção que turbilhonam o combustível, para melhorar a mistura entre o ar e o combustível. Como exemplos podem ser citados os métodos *tumble*, *squish* e *swirl*, apresentados na Figura 9.

Tumble, termo inglês que significa “queda”, é o método onde o desenho do sistema (coletor de admissão, câmara de combustão e válvulas) faz com que a mistura entre rapidamente e esta, ao encontrar o pistão, cria um redemoinho

transversal. O método conhecido por *squish* (jato) faz com que o combustível das paredes se desloca para o centro, gerando a turbulência. Já no método *swirl*, que significa “redemoinho”, as válvulas são direcionadas para as paredes do cilindro. Nesse caso, o redemoinho é formado no mesmo eixo do cilindro. Existe a opção da utilização desses métodos combinados entre si, para otimizar ainda mais o processo.

Figura 9 - Métodos de formação de turbulência



Fonte: Adaptado de Lumley (1999)

Para Heywood (1998), num ciclo Otto a combustão ocorre com as seguintes fases: centelha; desenvolvimento inicial da chama; propagação da frente de chama; extinção da chama. Para que o motor atinja o maior torque e potência possível à combustão deve ocorrer exatamente no ponto morto superior, porém a máxima pressão deve ocorrer ligeiramente após atingir o PMS, para que o pistão não seja empurrado de volta contra o sentido de giro do motor, portanto necessário um atraso na ignição da mistura.

Para o ciclo diesel, ocorrem mudanças em relação ao ciclo Otto. Para um motor com ignição por compressão, a combustão se dá de forma mais lenta e progressiva.

Ainda segundo Heywood (1998), as fases da combustão num ciclo Diesel são: atraso na ignição; fase de combustão rápida; fase de combustão controlada; fase final da combustão.

Detalhadamente, a primeira fase caracteriza-se pela injeção do combustível e mistura com o ar que está á sua volta, ocasionando um atraso a ignição em função do tamanho das gotículas do *spray* (quando menor as gotículas, menor será o atraso). Na segunda fase, a combustão se propaga descontroladamente por toda a câmara de combustão, elevando pressão e temperatura. Como a chama já está difundida em toda a câmara de combustão, a terceira fase ocorre de forma mais controlada. Na quarta fase a liberação de calor é baixa e a pressão começa a decair.

A combustão no motor *dual-fuel* apresenta características semelhantes tanto da combustão no ciclo diesel quanto da combustão no ciclo Otto.

2.6 EMISSÕES EM MOTORES

Atualmente, para a utilização de motores de combustão interna é necessário além de um estudo técnico quanto ao seu desempenho, uma análise quanto ao quesito ambiental.

Os produtos gerados pelos motores e suas quantidades variam com a forma de combustão, combustível utilizado, temperatura, qualidade deste combustível entre outras diversas condições específicas de operação de cada motor. Alguns dos principais produtos da combustão que são nocivos ao meio ambiente são o CO, os NO_x, os particulados e hidrocarbonetos (MARTINS, 2011). Nos motores a diesel também forma-se o SO₂ devido ao enxofre estar presente na composição do óleo diesel.

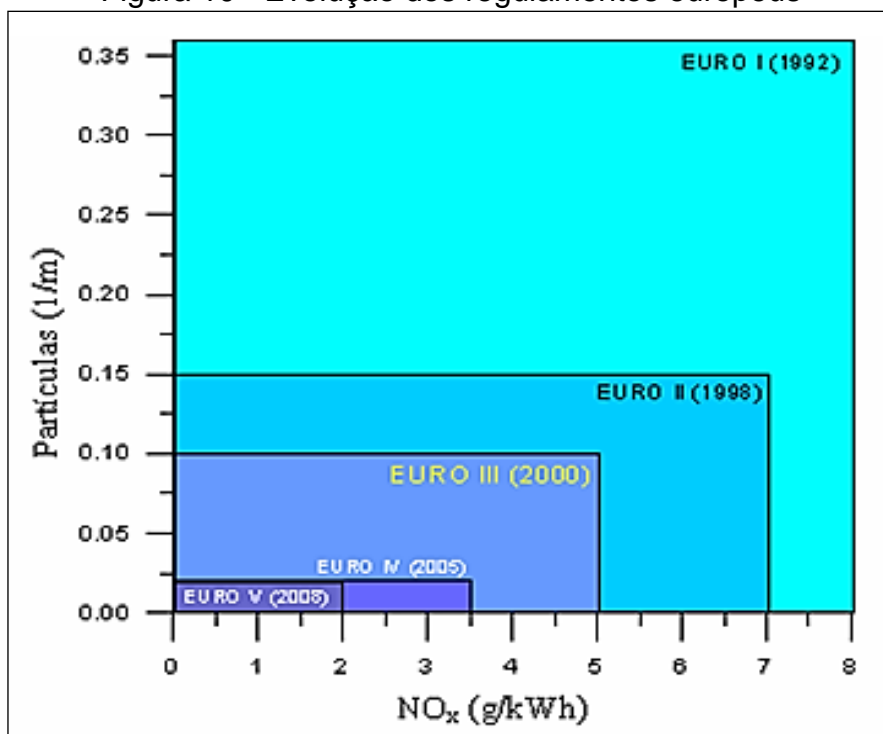
Há algum tempo, as emissões já vêm sendo controladas por órgãos responsáveis e cada vez mais os limites permitidos se estreitam, e por isso são criadas tecnologias que correm a favor do meio ambiente, como o desenvolvimento de câmaras de combustão mais eficientes, o uso de catalizadores, sistemas eletrônicos de injeção e utilização de combustíveis biodegradáveis para diminuir o percentual dos combustíveis fósseis.

Atualmente o PROCONVE (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores) tem seus limites estabelecidos pela EURO V. As metas da EURO V são diminuir em 60% as emissões de óxido de nitrogênio e em 80% as emissões de particulados, em comparação ao EURO III. Funciona basicamente através do sistema de injeção de Arla 32 (conhecido como Ureia) nos gases de

combustão para quebrar as moléculas de NO_x (LM TRANSPORTES, acessado em 02/05/14).

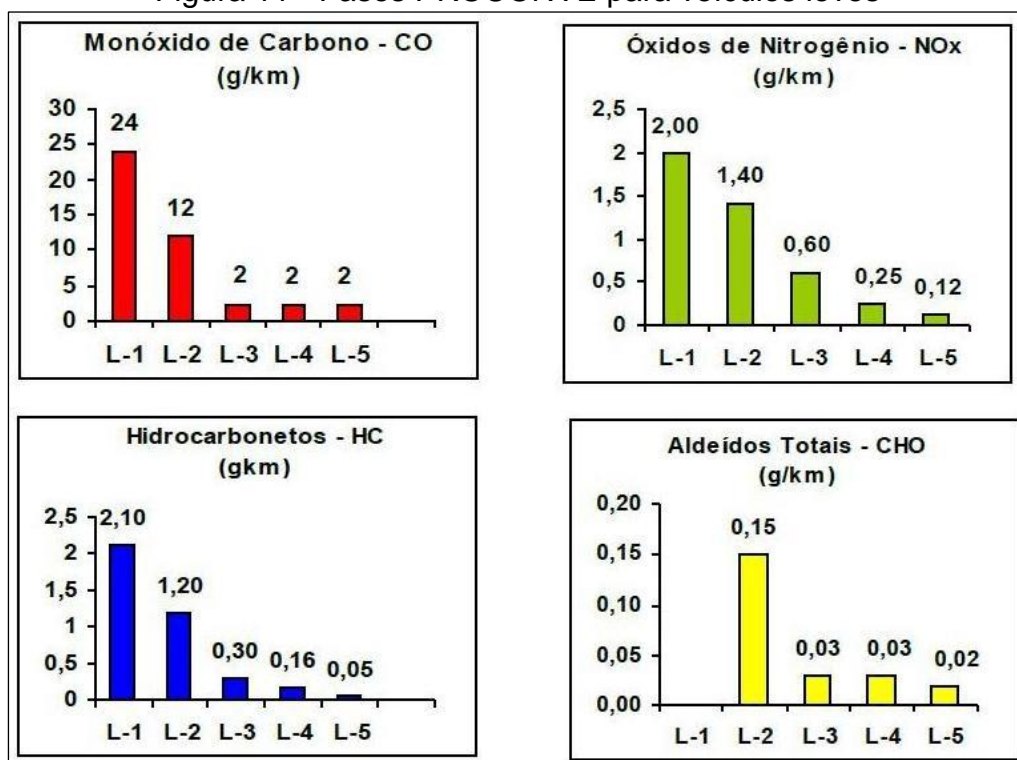
A Figura 10 mostra como as normas baseadas nas EURO's vieram restringindo os valores admissíveis de emissivos ao longo do tempo. Já a Figura 11 apresenta as restrições referentes às fases do PROCONVE para veículos leves.

Figura 10 - Evolução dos regulamentos europeus



Fonte: Adaptado de Yoge (2007).

Figura 11 - Fases PROCONVE para veículos leves



Fonte: Ministério do Meio Ambiente (2014)

Enquanto que as EURO's têm suas escalas divididas em EURO I, II, III, etc., o PROCONVE possui as fases denominadas "L" para veículos leves (L1, L2, L3, etc.) e "P" para veículos pesados (P1, P2, etc.).

2.7 TRABALHOS REALIZADOS NA ÁREA

Baldissera (2013), realizou um estudo com um motor *dual-fuel* reduzindo o percentual de diesel de 100% para 70%. Nessa condição, o motor apresentou redução no excesso de ar de 1,85 para 1,75 e temperatura dos gases de escape aumentou. O consumo específico de GNV foi de 199,17 g/kWh e o consumo específico de diesel foram de 77,13 g/kWh, enquanto que o motor operando apenas com óleo diesel obteve um consumo específico de 257,11 g/kWh. Com exceção dos óxidos de nitrogênio, todos os outros componentes dos gases de escape tiveram seus valores reduzidos em relação ao motor operando de modo convencional.

Ehsan e Bhuiyan (2009), desenvolveram um trabalho de viabilidade econômica e emissiva adicionando gás natural ao diesel em um motor

monocilíndrico de pequeno porte. Segundo os autores, o motor apresentou comportamento semelhante ao convencional (operando apenas com diesel) com 88% de percentual de substituição e 90% da carga nominal. Nos testes alcançaram até 90% de substituição, porém a eficiência térmica foi inferior. Operando com 88% de substituição, um cilindro de 60 litros de gás natural juntamente com 16 litros de diesel é possível obter uma autonomia de 5 horas com 51% de redução no custo do combustível.

Segundo estudos de Rao (2010), a eficiência do motor aumentou em relação ao modo mono combustível em todas as faixas de cargas analisadas, variando o percentual de substituição de diesel por GLP entre 10% e 50%. Em baixas cargas, o consumo específico de diesel foi menor operando apenas com diesel, porém em cargas mais elevadas obteve-se menor consumo específico de combustível operando no modo bicombustível.

Egúsquiza (2011), realizou experimentos para avaliar, além das influências dos combustíveis alternativos, o avanço das técnicas de injeção do diesel em relação aos parâmetros característicos da combustão, desempenho e emissões. As técnicas avaliadas com altas taxas de substituição do óleo diesel resultaram em melhores queimas do combustível, diminuindo emissões de óxido de carbono e materiais particulados.

Pereira et al. (2010), através de testes experimentais, verificou que um motor em funcionamento no modo bicombustível por ter rendimento térmico superior à operação em seu modo convencional apenas com diesel para altas cargas. Em relação à taxa de substituição de diesel, na faixa próxima a 70% houve uma redução do rendimento térmico com o aumento do percentual de substituição, acarretando e um aumento da temperatura dos gases de escape.

Papagiannakis et al. (2004), verificou experimentalmente que a pressão máxima do motor utilizando o modo bicombustível é menor que em operação convencional apenas com diesel, ou seja, os testes podem ser realizados em motores sem adaptações pois a sua resistência mecânica não está em perigo. Verificou também que o consumo de combustível em baixas cargas é menor no modo dual-fuel, pois a duração da combustão é maior, podendo assim completar-se com mais facilidade. Com cargas elevadas, os valores de consumo tendem a convergir em relação ao modo mono combustível.

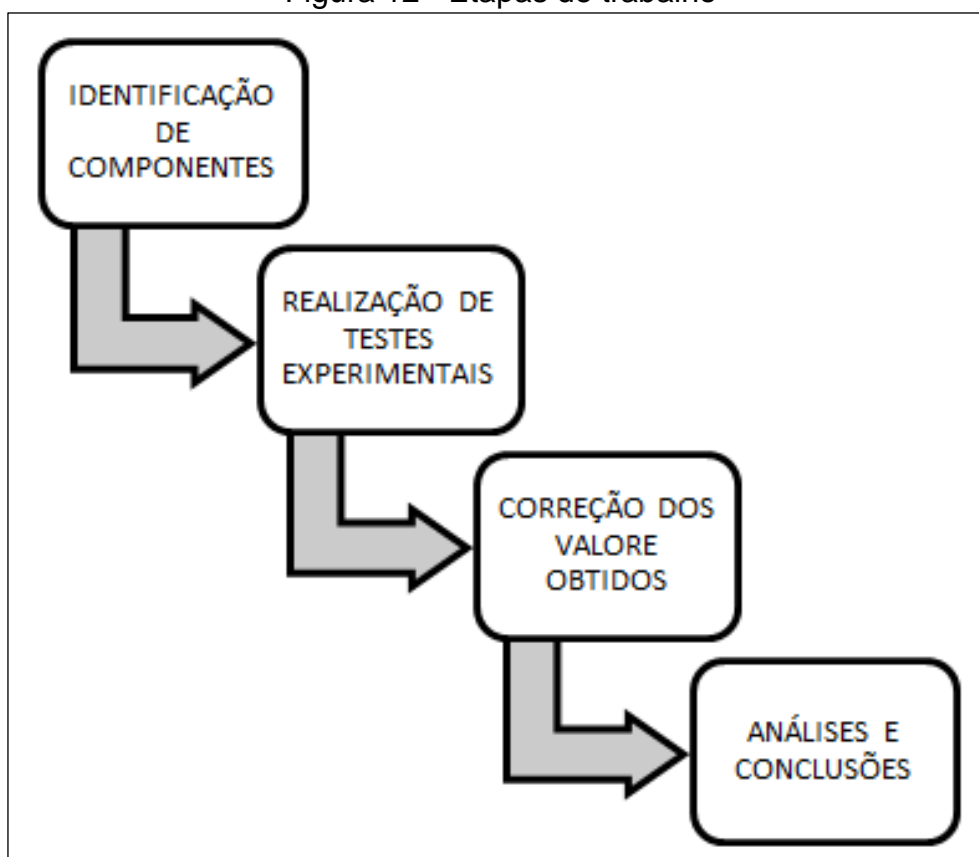
Segundo Papagiannakis et al. (2010), os principais motivos da utilização de gás natural em motores diesel operando no modo bicomustível são a diminuição dos óxidos de nitrogênio e fuligem do motor, ser um combustível de queima limpa e por ter uma temperatura de autoignição relativamente alta em comparação a outros gases. Através dos testes, verificou-se que o uso de GNV leva a uma diminuição significativa das emissões de fuligem, principalmente em cargas elevadas. As desvantagens verificadas, como a perda de eficiência térmica e o ligeiro aumento dos monóxidos de carbono em baixas e intermediárias cargas pode ser diminuídas modificando algumas partes construtivas do motor, como por exemplo ajustar o tempo de injeção do diesel líquido. Para estes testes, as partes principais não foram alteradas, apenas pequenas adaptações para proporcionar a admissão do gás juntamente com ao ar.

3. METODOLOGIA

O trabalho realizado analisou o desempenho de um motor a diesel operando nos modos mono e bicomcombustível, quanto a sua potência e emissão de gases nocivos à atmosfera. A análise foi baseada em dados experimentais, sendo utilizado um grupo motor-gerador para obtenção dos resultados.

De forma geral e simplificada, o trabalho seguiu os passos do fluxograma, conforme Figura 12.

Figura 12 - Etapas de trabalho



Fonte: Autor (2014)

O motor foi submetido à operação com óleo vegetal em total substituição ao óleo diesel convencional. Para isto não houve alteração em quaisquer sistemas do motor, a operação de entrada e queima do combustível ocorreu como se estivesse operando no modo original.

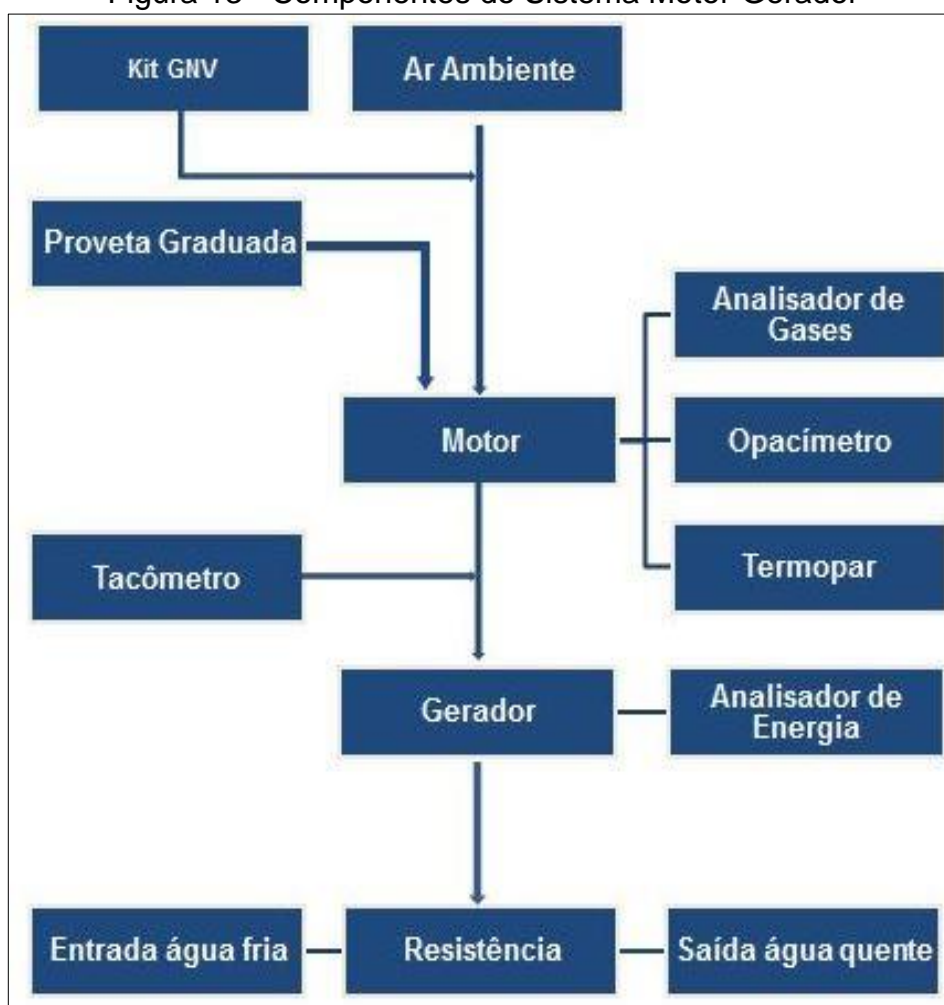
No modo bicomcombustível (OD-GN e OVS-GN) foi reduzido parcialmente o débito de óleo (diesel ou de soja) através de um mecanismo excêntrico de controle

de débito e o restante do combustível (GNV) foi introduzido pelo sistema de admissão.

Para admitir o gás foi montado na admissão de ar do motor um mesclador que opera pelo efeito Venturi. Nesse mesclador o ar admitido no motor aspira o GN que chega pelo menor diâmetro do Venturi.

Na Figura 13, é apresentado esquematicamente o sistema de ensaio no laboratório, contemplando os componentes envolvidos e suas conexões.

Figura 13 - Componentes do Sistema Motor-Gerador



Fonte: Autor (2014)

Os parâmetros utilizados para avaliar o desempenho do sistema foram o consumo de combustível e a potência gerada pelo gerador elétrico. Quanto às emissões, foi utilizado um analisador de gases para verificar as quantidades dos produtos nocivos ao meio ambiente, como monóxido e dióxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de enxofre e gás metano.

A energia elétrica gerada pelo grupo gerador foi consumida em resistências elétricas imersas em água contida em reservatório. Desta forma, durante os experimentos foram medidas as seguintes grandezas principais:

- rotação do gerador através de tacômetro ótico;
- potência gerada através de analisador de energia;
- vazão volumétrica de OD e de OVS através de proveta calibrada,, cronometrando o tempo para um determinado consumo;
- vazão volumétrica de GN através de um rotâmetro;
- emissões gasosas através de um analisador de gases;
- temperatura dos gases de descarga no coletor de escape do motor imediatamente na saída, empregando um termopar tipo k.

3.1 PROCEDIMENTOS DE ENSAIO

Os ensaios foram realizados no laboratório de motores da UCS, seguindo alguns procedimentos discriminados a seguir:

- Antes do início dos experimentos, com o motor frio, foi deixado em operação por 20 min sem carga com óleo diesel (no caso S500) para aquecê-lo;
- após o período de aquecimento sem carga, o disjuntor das resistências elétricas era ligado e ajustava-se a rotação do gerador em aproximadamente 1800 RPM;
- com a aplicação da carga a rotação de 1800 RPM era ajustada através da alavanca de aceleração do motor;
- cada ensaio teve duração de tantas vezes se repetia a medição de consumo de 50 mL de óleo combustível (diesel ou vegetal) na proveta. O consumo desses óleos era feita cronometrando-se o tempo para consumir 50 ml na proveta;
- para operação do motor em modo bicomustível, a redução no débito de OD ou de OVS era feito somente na alavanca do acelerador. O complemento de energia ao motor era feito pela injeção de GNV pela

válvula de controle de fluxo à montante do mesclador ar- combustível gasoso.

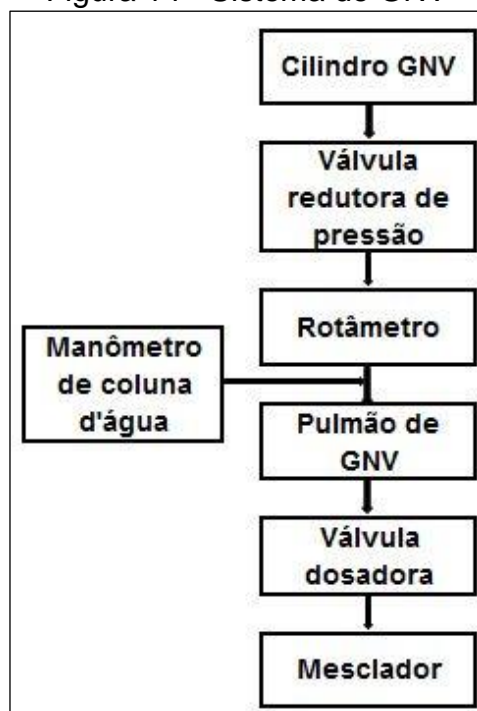
3.2 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

Além dos equipamentos submetidos aos testes, equipamentos de medição para acompanhamento do processo e para extração de dados foram utilizados nos experimentos. Estes equipamentos estão descritos na sequencia.

3.2.1 Kit de gás natural

A Figura 14 apresenta os equipamentos que compõem o kit de GNV, ou seja, o sistema de armazenamento, alimentação e controle dos parâmetros do gás. Esse sistema foi utilizado para os testes em modo bicombustível. Quando operado somente com combustível líquido esse sistema é fechado através da válvula dosadora.

Figura 14 - Sistema de GNV



Fonte: Autor (2014)

Fazem parte desse sistema os seguintes elementos: um cilindro de GNV, uma válvula redutora de pressão, um rotâmetro, um manômetro, pulmão de GNV, uma válvula dosadora e um mesclador (válvula tipo Venturi).

O cilindro, com capacidade para 30 litros com pressão de 220 bar, possui ponto de abastecimento diretamente em postos de combustíveis.

A válvula redutora de pressão é responsável em reduzir a pressão do gás aproximadamente à atmosférica, já a válvula dosadora é responsável em liberar o gás para o motor.

O rotâmetro é utilizado para medir a vazão do gás. O aparelho que foi utilizado nos testes é da marca OMEL modelo "T", constituído de um tubo de vidro e um flutuador, com escala de 0 a 5 Nm³/h, com resolução de 0,1 Nm³/h. Foi instalado entre a válvula redutora de pressão e o pulmão de GNV.

O pulmão de GNV é um reservatório em chapa de aço com capacidade volumétrica em torno de 80 litros e foi utilizado como estabilizador da linha, para não haver oscilações na medida de vazão. Para controlar a pressão, foi instalado um manômetro de coluna d'água.

3.2.2 Sistema Motor

O Motor utilizado nos experimento é da marca Agrale, modelo M90, monocilíndrico, movido originalmente a diesel. O seu sistema de injeção de combustível é regido por uma bomba injetora, bico injetor e regulador de velocidade interno. Na condição original de fábrica, a injeção do combustível ocorre a 21° antes do ponto morto superior.

A Tabela 4 apresenta algumas características principais do motor Agrale M90.

Tabela 4 - Características do motor M90

Parâmetro	Especificação
Nº cilindros/disposição	1 - vertical
Potência (cv/kW) a 2500 RPM	13/ 9,6
Ciclo	4 tempos
Cilindrada (cm ³)	668
Taxa de compressão	20,5:1
Sistema de injeção	Direta Bosch
Ponto de injeção	21° APMS
Refrigeração	A ar

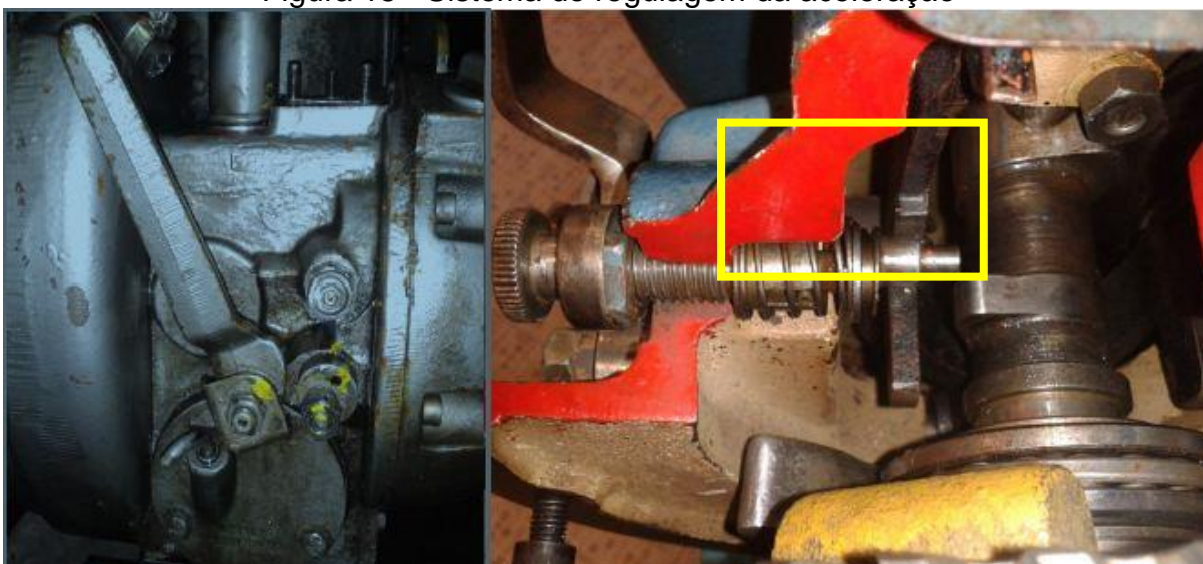
Pressão de abertura do injetor (kPa)	Aprox. 1900
Consumo específico, em dinamômetro (g/kWh)	240
Diâmetro do cilindro (mm)	90
Curso do pistão (mm)	105

Fonte: AGRALE

A aceleração do motor é realizada através de uma alavanca de aceleração limitada por um mecanismo excêntrico.

A Figura 15 mostra à esquerda a alavanca de aceleração e à direita, o mecanismo de limitação de débito, também chamado de regulador BAP pelo fabricante.

Figura 15 - Sistema de regulagem da aceleração



Fonte: Autor

A alimentação do combustível líquido foi realizada através de uma proveta graduada. Esta proveta, além de servir como alimentadora, substituindo o tanque de combustível original, foi utilizada para medir a vazão volumétrica de combustível líquido. A capacidade desta proveta é de 100 mL e resolução de ± 1 mL. O fabricante do motor especifica que o tanque deve ficar em nível mais alto que a bomba injetora, logo, a proveta foi montada dessa forma para atender aos requisitos. O retorno do combustível, por sua vez, ficou abaixo de retorno do motor, fazendo com que o escoamento de retorno se dê exclusivamente pelo efeito da gravidade.

Nesse sistema, foram acoplados equipamentos para realizar as medições de temperatura e componentes dos gases de escape. Para tanto, foi necessário analisador de gases e medidores de temperatura (termopar tipo K).

O leitor de temperatura é da marca NOVUS 305, e sua faixa de trabalho pode variar de -50°C a 1300°C . O termopar acoplado ao leitor foi montado no coletor de escape do motor, antes do silenciador, para alcançar os valores mais próximos aos da saída do cilindro.

O analisador de gases é da marca EUROTHON, modelo *GreenLine* 8000.

Entre o sistema motor e o sistema gerador, foi utilizado um tacômetro ótico para ajustar a rotação em 1800 rpm. Além disso, foi utilizado para verificar ao longo do ensaio se esta rotação está estabilizada.

O tacômetro usado é da marca EXTECH INSTRUMENTUS, modelo 461920. O seu funcionamento se dá através de um feixe de luz que reflete uma fita reflexiva colada no eixo giratório.

3.2.3 Sistema Gerador

Para completar o grupo, este motor será acoplado a um gerador elétrico da marca Kohlback, com potência aparente de 10 kVA, potência efetiva de 8 kW e 220 Volts, trifásico.

Para medida das grandezas elétricas do gerador elétrico usou-se um analisador de energia, apresentado na Figura 16.

Figura 16 - Analisador de Energia



Fonte: Autor (2014)

Este analisador é da marca EMBRASUL, modelo RE6000. Deste aparelho foram obtidos os dados de tensão entre fases e entre fase e neutro, corrente,

frequência e potência ativa. Segundo catálogo do fabricante, o erro máximo de corrente é de 0,2% entre 5% e 100% da escala da corrente.

Deve-se ressaltar que a potência medida pelo analisador é a potência final do grupo motor-gerador, levando em considerações as perdas de energia que ocorrem desde a queima do combustível até a geração da energia elétrica.

3.2.4 Resistências

Para dar carga ao motor, ou seja, dissipar a energia gerada pelo sistema gerador foram instaladas resistência elétrica de chuveiro de aproximadamente 18 ohms, uma para cada fase. As resistências foram inseridas em um tanque de água de 100 litros, com fluxo constante de água moderado para evitar a total evaporação.

3.3 METODOLOGIA PARA NORMALIZAÇÃO, CÁLCULO DO PERCENTUAL DE SUBSTITUIÇÃO E CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

Devido às diferenças de pressão e ar atmosférico, sempre que um motor operar em altitudes elevadas, a quantidade de ar diminui e a de combustível se mantém, tornando a mistura rica e causando uma combustão incompleta.

Por isso, após a obtenção dos dados foi necessário corrigir os mesmos para a condição de referência padrão: pressão barométrica de 100 kPa, temperatura do ar de 298 K e umidade relativa de 30%.

Os valores e cálculos para essa correção dos dados são regidos pela norma NBR ISO 3046/1. Essa norma especifica a condição padrão de referência e os métodos de declaração de potência e consumo específico de combustível. O método de correção especificado na norma resume-se na determinação dos fatores de ajustes da potência e do consumo específico. A norma mencionada também é empregada para o ajuste do torque do motor, apesar de, para este trabalho, interessar apenas o ajuste de potência e consumo.

No modo mono combustível o cálculo do consumo específico de combustível foi realizado através da Equação 3.1, conforme segue:

$$CE = \frac{\dot{m}}{P} \quad (3.1)$$

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

Com base no consumo específico no modo mono combustível atrelado ao consumo equivalente total, pôde-se encontrar o percentual de substituição de combustível líquido por gasoso, através da Equação 3.2.

$$S = 100 \frac{CE_{mc} - CE_{bc}}{CE_{mc}} \quad (3.2)$$

onde S é o percentual de substituição, CE_{mc} é o consumo específico no modo mono combustível e CE_{bc} é o consumo específico no modo bicombustível.

4. RESULTADOS

4.1 ANÁLISE DE DESEMPENHO

Os resultados apresentados são referentes a testes realizados nos dias 03 e 10 de outubro de 2014. Para cada tomada de dados, foram obtidas condições ambientais e fatores de correção, segundo norma ABNT ISSO 3046. Antes da retirada dos dados, o motor era aquecido durante 20 min.

Em média, as condições ambientais no dia 03 foram de 18 °C de temperatura, pressão atmosférica de 93,325 kPa e umidade relativa de 65%. Os fatores de correção, em média, foram de 0,9325 para a potência e de 1,0108 para o consumo específico de combustível.

Para os ensaios do dia 10, foram obtidos valores médios de 52% de umidade relativa, temperatura de 26 °C e pressão atmosférica de 91,726 kPa. Para estes ensaios, o valor médio do fator de correção de potência foi 0,8794, já a média do fator de correção de consumo foi de 1,0204.

Para encontrar os valores de massa específica de diesel e de óleo vegetal de soja, utilizados nos cálculos, foi utilizado um picnômetro, com capacidade nominal de 25 mL, devidamente calibrado com água deionizada.

Com motores semelhantes e operando apenas com diesel, Baldissera (2013) obteve consumo específico de 257,11 g/kWh, enquanto que Rao e Hountalas obtiveram consumo específico em torno de 300 g/kWh. Ambos encontraram valores menos que os deste trabalho. Deve-se ressaltar, que ambos os trabalhos mencionados referem-se a testes realizados com dinamômetro. Para a mistura diesel e gás natural, foram obtidos dados em diversos parâmetros de substituição de diesel por gás natural.

A Tabela 5 apresenta os resultados médios obtidos com diesel puro. Os valores médios obtidos no modo bicomcombustível com a mistura citada encontram-se na Tabela 6. Estes valores estão classificados através do percentual de substituição de diesel por gás natural.

Tabela 5 - Resultados ensaios com 100% de diesel

Grandeza	Unidade	Valor
Data do ensaio	-	03/10/2014
Tempo para consumir 50 mL	s	99,00
Vazão mássica	g/s	0,4256
Potência corrigida	kW	4,68
Consumo específico corrigido	g/kWh	327,38
Rendimento	%	26,79
Temperatura dos gases de escape	°C	365,36

Fonte: Autor (2014)

Tabela 6 - Resultados dos ensaios mistura OD-GN

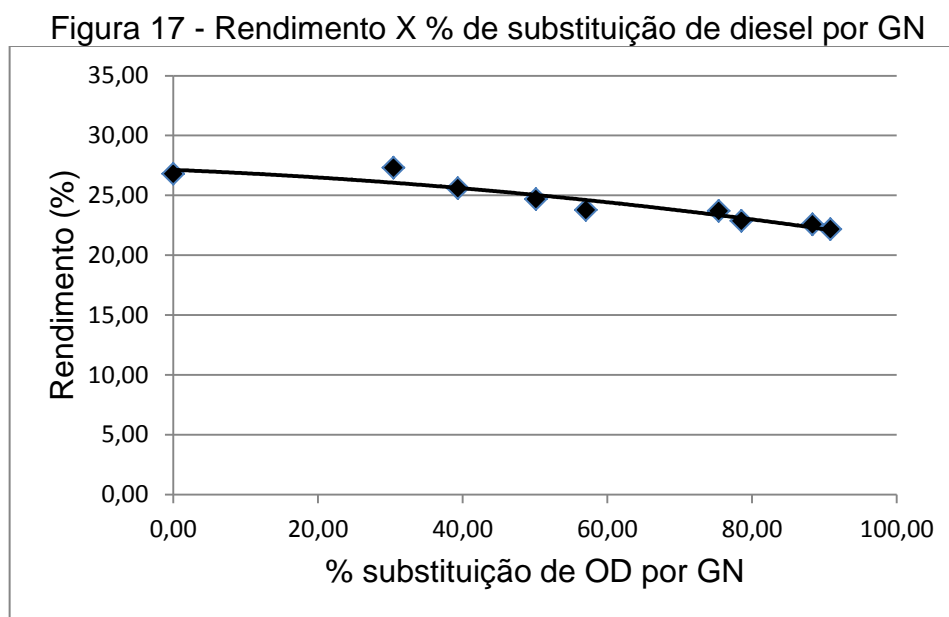
Grandeza	Unid.	Valores							
		10/out	10/out	03/out	10/out	10/out	03/out	10/out	03/out
Data do ensaio	-	10/out	10/out	03/out	10/out	10/out	03/out	10/out	03/out
Tempo para consumir 50 mL	s	142,33	163,25	198,57	230,33	402,50	461,00	850,50	1082,00
Vazão mássica	g/s	0,2960	0,2581	0,2122	0,1829	0,1047	0,0914	0,0495	0,0389
Potência corrigida	kW	4,71	4,69	4,69	4,75	4,72	4,68	4,70	4,81
Consumo esp. Diesel corrigido	g/kWh	226,14	197,98	162,73	138,61	79,76	70,26	37,93	29,12
Vazão vol. de GN	Nm ³ /h	0,50	0,75	0,99	1,20	1,50	1,60	1,80	1,93
Rendimento	%	27,29	25,59	24,68	23,76	23,69	22,86	22,56	22,15
Temp. gases de escape	°C	411,33	420,00	402,14	412,67	413,50	383,00	438,00	410,50
Subst. diesel por GN	%	30,44	39,36	50,14	57,02	75,40	78,52	88,36	90,85

Fonte: Autor (2014)

Os ajustes de substituição de diesel foram realizados para que o motor operasse de forma estável, sem auto-detonação. Porém, com o percentual de substituição de 90,85%, percebeu-se que houveram algumas auto-detonações com o passar do tempo. Com os baixos percentuais de substituição, provavelmente a concentração foi baixa o suficiente para que não ocorra a combustão espontânea.

O percentual de substituição foi calculado baseando-se no consumo de diesel dos testes realizados com diesel puro. Para todos os testes, a carga manteve-se constante e o rendimento médio foi de 24,07%. Com 30,44% de substituição o rendimento foi maior do que com diesel puro. Porém, à medida que o percentual de substituição aumenta, observa-se um decréscimo nos valores de rendimento encontrados.

Papagiannakis et al (2010) da mesma forma, obteve redução na eficiência da conversão de energia, atribuído à redução na eficiência da combustão do motor. Ehsan e Bhuiyan (2009) encontraram eficiência térmica menor com aproximadamente 90% de substituição. A Figura 17 representa o gráfico do rendimento em função do percentual de substituição.



Fonte: Autor (2014)

Também foram realizados testes com óleo de soja vegetal, nas mesmas condições que os testes realizados com diesel, isto é, operando apenas com óleo de soja vegetal e em seguida operando com a mistura óleo de soja e gás natural.

Comparando o desempenho do motor operando com diesel puro com o motor operando 100% de óleo de soja, nota-se que, apesar do rendimento ter permanecido muito próximo, com uma diferença de 0,45% apenas, o consumo específico de óleo vegetal de soja foi maior em relação ao diesel. Isso ocorre devido ao fato do poder calorífico do óleo de soja ser menor do que o poder calorífico do diesel. A diferença no consumo específico foi de 47,39 g/kWh, o que representa um aumento de 14,47% no consumo específico.

Os resultados utilizando 100% de óleo de soja podem ser verificados na Tabela 7.

Tabela 7 - Resultados ensaio com 100% óleo vegetal de soja

Grandeza	Unidade	Valor
Data do ensaio	-	03/10/2014
Tempo para consumir 50 mL	s	95,33
Vazão mássica	g/s	0,482
Potência corrigida	kW	4,63
Consumo específico corrigido	g/kWh	374,77
Rendimento	%	26,34
Temperatura dos gases de escape	°C	373,89

Fonte: Autor (2014)

A temperatura dos gases de combustão, retirada o mais próximo possível da saída do escapamento, varia conforme a carga é aplicada. Comparado os ensaios realizados com diesel e óleo de soja (ambos sem adição de gás), percebe-se que a temperatura dos gases foi maior utilizando óleo de soja. Isso pode ser explicado pela redução do rendimento nesta condição.

Da mesma forma que realizado para o diesel, foram feitos testes utilizando a mistura óleo de soja e gás natural, em variados percentuais de substituição. Para as misturas com gás natural, verificou-se que o óleo de soja obteve um consumo específico maior em relação às misturas com diesel, referentes à percentuais de substituição próximos.

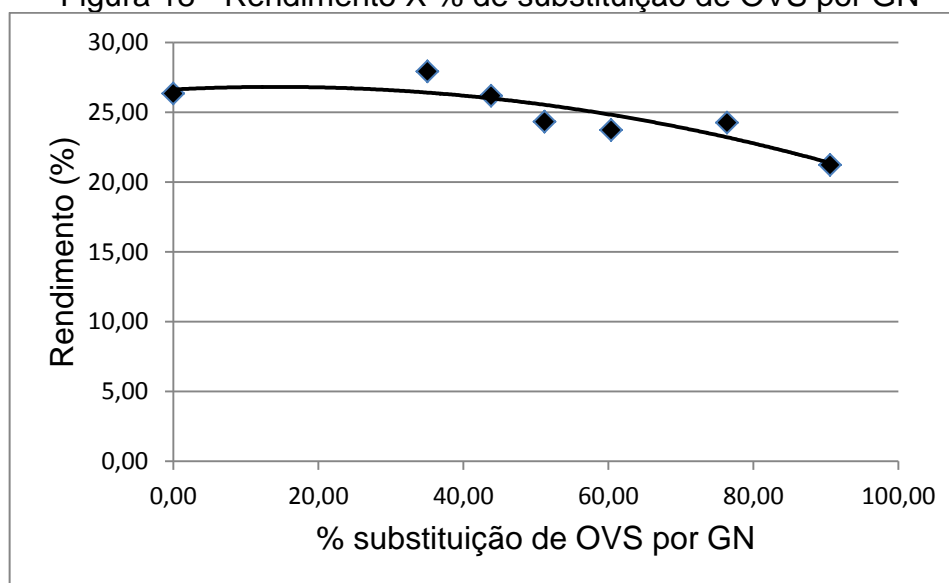
Os resultados seguem na Tabela 8. Os dados estão agrupados em ordem crescente do percentual de substituição de óleo de soja por gás natural. Já na Figura 18 encontra-se a variação do rendimento do grupo motor-gerador em função do percentual de substituição de óleo de soja por gás natural.

Tabela 8 - Resultados dos ensaios mistura OVS-GN

Grandeza	Unid.	Valores					
Data do ensaio	-	03/out	03/out	03/out	03/out	10/out	03/out
Tempo para consumir 50 mL	s	146,80	169,80	195,40	240,67	403,33	1013,50
Vazão mássica	g/s	0,3130	0,2706	0,2352	0,1909	0,1139	0,0453
Potência corrigida	kW	4,65	4,67	4,63	4,63	4,80	4,68
Consumo esp. OVS corrigido	g/kWh	242,32	208,72	182,81	148,40	85,42	34,88
Vazão vol. de GN	Nm ³ /h	0,50	0,76	1,00	1,20	1,50	1,95
Rendimento	%	27,90	26,17	24,32	23,72	24,25	21,22
Temp. gases de escape	°C	369,20	318,60	369,80	370,67	420,33	434,00
Subst. diesel por GN	%	35,06	43,86	51,21	60,39	76,36	90,59

Fonte: Autor (2014)

Figura 18 - Rendimento X % de substituição de OVS por GN



Fonte: Autor (2014)

4.2 ANÁLISE DOS GASES DE ESCAPE

Em relação à análise dos gases da combustão quanto a sua emissividade, são apresentados dados retirados do analisador de gases. Este, por sua vez, fornece os valores de O₂ e CO₂ em forma de percentual, já os índices de CO, NO e NO_x são fornecidos em ppm (parte por milhão).

Para os ensaios com diesel puro, os valores médios encontrados estão dispostos na Tabela 9.

Tabela 9 - Emissões utilizando 100% de óleo diesel

Parâmetro	Unidade	Valor
O ₂	(%)	12,65
CO ₂	(%)	6,02
CO	(ppm)	527,00
NO	(ppm)	490,17
NO _x	(ppm)	505,33
Temperatura dos Gases	(°C)	206,67
Temperatura do Ar	(°C)	17,12
Eficiência da Combustão	(%)	82,93
Excesso de ar	(λ)	2,42

Fonte: Autor (2014)

Se a mistura fosse estequiométrica, ou seja, ideal para um determinado combustível, o excesso de ar seria nulo. Por haver oxigênio nos gases da combustão, configura-se uma condição onde há uma mistura pobre de combustível. O excesso de ar foi de 142% (ou 242% de ar teórico). Essa é uma característica dos motores a combustão a diesel. Se houvesse excesso de ar próximo a 1, significaria dizer que mais oxigênio se agruparia ao C e nesse caso, o valor de O₂ diminuiria e aumentaria o percentual de CO₂.

Para a mistura óleo diesel e gás natural, os valores obtidos encontram-se na Tabela 10.

Em relação aos ensaios realizados com diesel puro, as emissões de CO, CO₂, NO_x e NO tiveram seus valores reduzidos no modo bicomcombustível. Com 100% de óleo diesel, o valor médio de óxidos de nitrogênio foi de 505 ppm, já para o modo bicomcombustível, em todas as condições de substituição, este número não passou de 311 ppm, de forma que quanto maior o percentual de substituição, menor a emissão de gases do tipo NO_x.

Pereira et al (2010) e Papagiannakis e Hountalas (2010) também verificaram a redução na emissão de óxidos de nitrogênio. Por outro lado, ainda segundo Papagiannakis e Hountalas (2010), as emissões de monóxido de carbono aumentaram em alguns pontos devido à combustão incompleta no motor, o que

pode ser corrigido ou amenizado estudando os métodos e tempos de injeção do diesel, por exemplo.

Tabela 10 - Emissões utilizando a mistura OD - GN

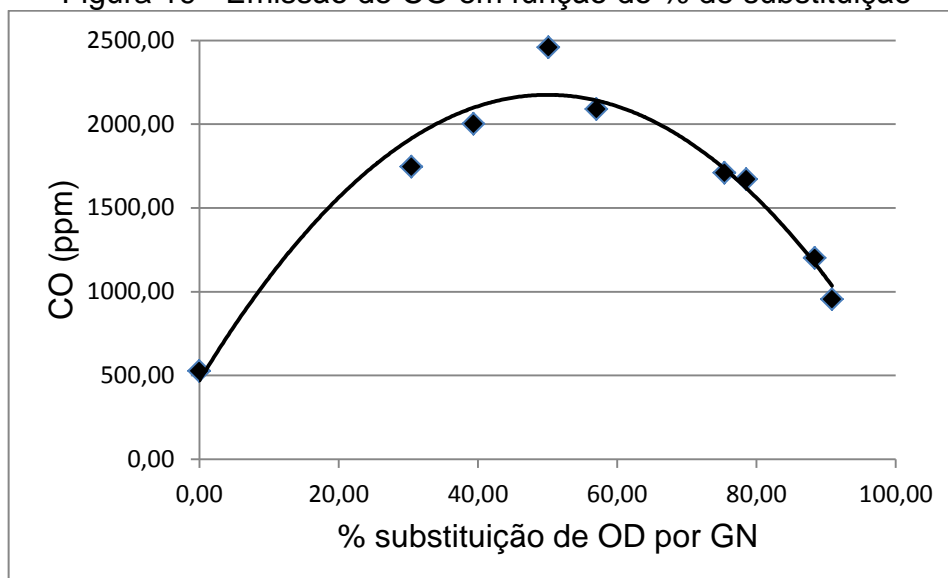
Parâmetros	Percentual de substituição de OD por GN (%)							
	30,44	39,36	50,14	57,02	75,40	78,52	88,36	90,85
O ₂ (%)	13,1	13,1	12,7	13,0	13,1	13,3	12,4	13,0
CO ₂ (%)	5,9	5,9	5,5	4,6	4,4	4,3	4,8	4,4
CO (ppm)	1745,0	2002,0	2457,8	2090,0	1710,0	1671,0	1200,5	955,0
NO (ppm)	301,5	246,0	245,6	211,0	159,0	149,5	67,5	63,0
NO _x (ppm)	311,0	254,0	253,2	218,0	164,0	154,0	69,5	65,0
Temp Gas (°C)	236,1	236,3	210,1	232,4	226,7	203,1	237,7	205,3
Temp Ar (°C)	27,8	27,2	18,9	26,3	26,0	19,2	25,2	20,9
Efic. Comb. (%)	80,4	80,3	82,6	80,3	80,7	81,9	81,0	82,5
Excesso de ar (λ)	2,54	2,54	2,40	2,46	2,48	2,53	2,29	2,45

Fonte: Autor (2014)

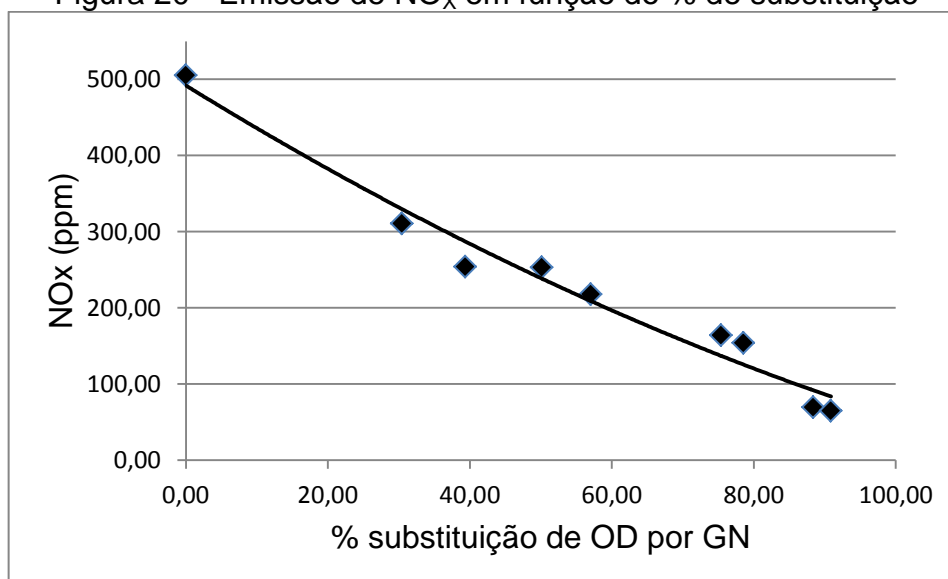
Pode-se notar que a temperatura dos gases foi maior nos ensaios em modo bicomcombustível, enquanto que a eficiência da combustão reduziu para esta condição. Com 50% e com 91% de substituição obteve-se uma combustão muito aproximada a do diesel puro, levando em consideração eficiência da combustão e excesso de ar para ambos os casos.

Os gráficos das Figuras 19 e 20 apresentam as emissões de CO e NO_x, respectivamente, em função do percentual de substituição de óleo diesel por gás natural.

Figura 19 - Emissão de CO em função do % de substituição



Fonte: Autor (2014)

Figura 20 - Emissão de NO_x em função do % de substituição

Fonte: Autor (2014)

Para os testes com 100% de óleo vegetal de soja, os dados emissivos são apresentados na Tabela 11.

Verificou-se que nos ensaios com OVS houve uma pequena redução na eficiência da combustão, se comparado com os ensaios com OD puro. Por outro lado, nota-se uma diminuição de 10% no valor de óxidos de nitrogênio emitidos para a atmosfera (505,33 ppm utilizando diesel e 457,3 ppm utilizando óleo vegetal de soja).

Tabela 11 - Emissões utilizando 100% óleo de soja

Parâmetro	Unidade	Valor
O ₂	(%)	13,40
CO ₂	(%)	5,50
CO	(ppm)	527,30
NO	(ppm)	443,70
NO _x	(ppm)	457,30
Temp Gas	(°C)	209,00
Temp Ar	(°C)	21,80
Efic. Comb.	(%)	81,60
Excesso de ar	(λ)	2,65

Fonte: Autor (2014)

Nesta condição, pode-se perceber que houve uma diminuição na emissão de monóxidos de carbono em relação aos ensaios operando com 100% de óleo de soja. Além disso, o excesso de ar também teve seus valores reduzidos, isso implica numa combustão mais completa no modo bicomustível.

Na tabela 12 encontram-se os resultados médios obtidos para cada percentual de substituição de óleo vegetal de soja por gás natural.

Tabela 12 - Emissões utilizando a mistura OVS-GN

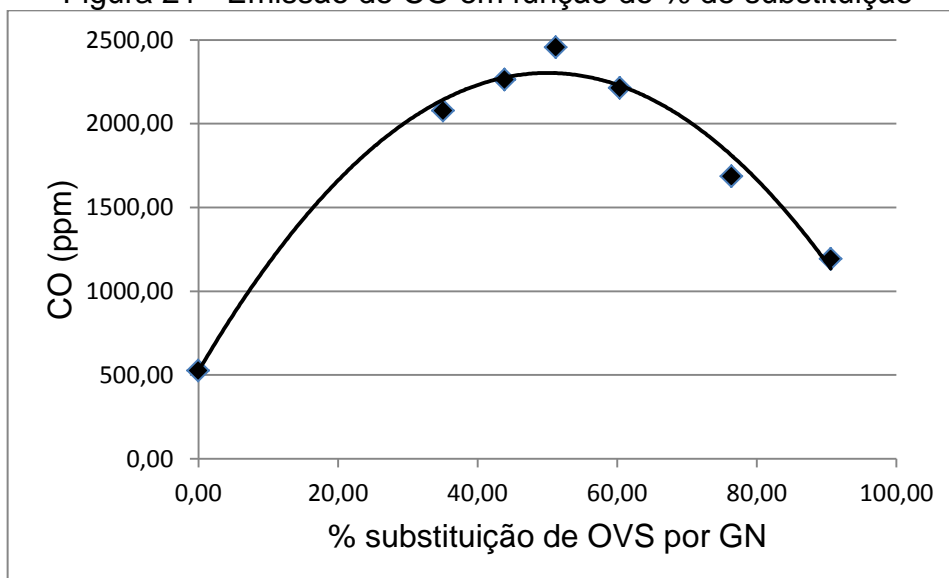
Parâmetros	Percentual de substituição de OD por GN (%)					
	35,06	43,86	51,21	60,39	76,36	90,59
O ₂ (%)	12,3	12,2	12,3	12,2	13,1	11,2
CO ₂ (%)	4,8	4,9	4,9	5,4	5,8	5,4
CO (ppm)	2078,3	2263,7	2456,0	2213,0	1686,5	1193,0
NO (ppm)	410,0	376,0	315,3	284,7	176,0	92,3
NO _x (ppm)	422,3	388,0	324,7	293,7	181,5	95,3
Temp Gas (°C)	212,2	213,4	208,3	212,6	237,5	241,1
Temp Ar (°C)	19,8	19,1	20,3	18,6	28,7	20,8
Efic. Comb. (%)	82,9	83,0	83,3	83,1	80,4	82,4
Excesso de ar (λ)	2,26	2,24	2,26	2,26	2,54	2,03

Fonte: Autor (2014)

Quanto às emissões de CO, houve um aumento considerável em relação aos testes no modo mono combustível, já os chamados NOX reduziram seu valor. Os

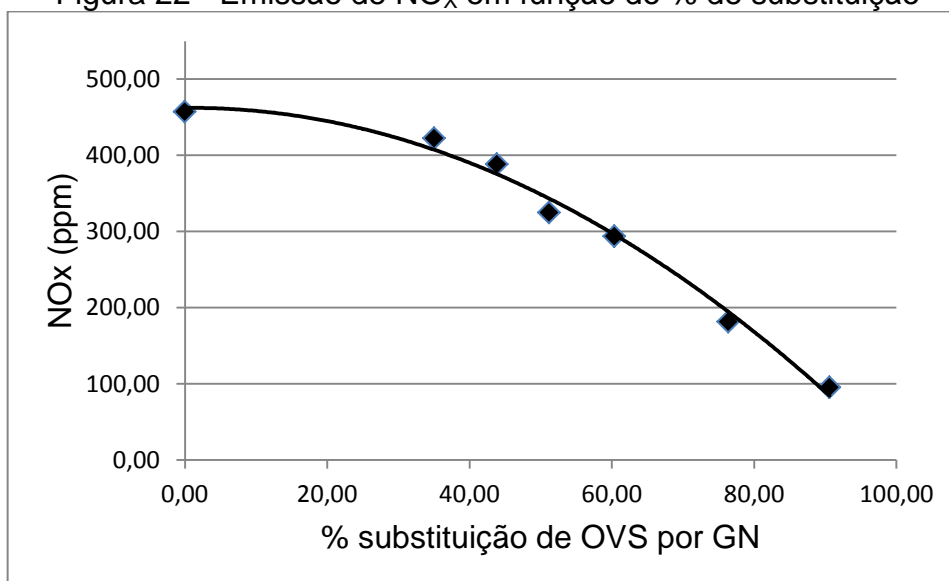
gráficos das Figuras 21 e 22 representam a variação do CO e NOX em função do percentual de substituição.

Figura 21 - Emissão de CO em função do % de substituição



Fonte: Autor (2014)

Figura 22 - Emissão de NO_x em função do % de substituição



Fonte: Autor (2014)

Vale ressaltar que os ajustes nas curvas plotadas neste trabalho foram baseados no valor de R^2 , os quais ficam muito próximos a 1 (um), demonstrando que a curva de tendência utilizada é satisfatória para as condições apresentadas.

4.3 ANÁLISE ECONÔMICA

Economicamente, foram encontradas algumas diferenças em relação ao consumo do motor tanto nos modos mono combustível (com diesel e óleo de soja) quanto com as misturas bi combustíveis de cada um desses combustíveis com gás natural. Para esta análise, foi estimado um motor trabalhando 8,8 horas por dia durante 20 dias em um mês, baseando-se na carga horária de um trabalhador normal.

Para a análise econômica, os preços de óleo diesel e gás natural veicular foram retirados do site da Agência Nacional do Petróleo, onde é fornecido um valor médio desses combustíveis nos postos da região de Caxias do Sul. Para o óleo de soja, foi utilizado o valor que foi apresentado pela empresa BS Bios – Energia Renovável para um óleo degomado, ou seja, não refinado.

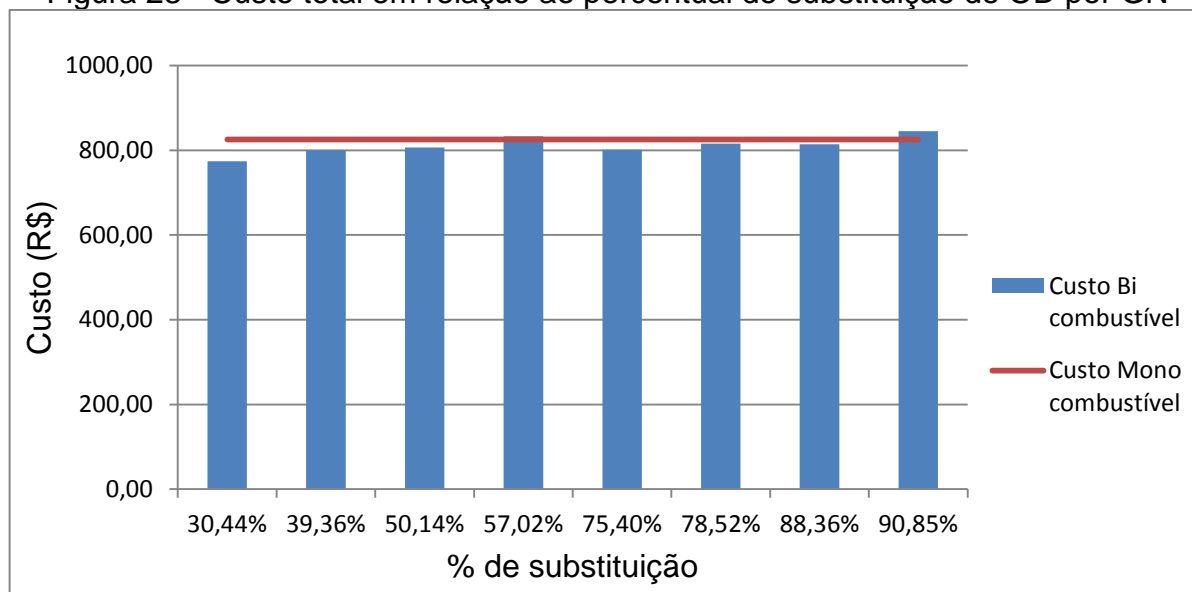
Analisando apenas o motor operando no modo mono combustível, pode-se perceber que o óleo de soja gera um custo menor de combustível do que o óleo diesel. Para o período analisado, o motor gastaria em óleo de soja R\$ 601,50. Já com óleo diesel o gasto seria de R\$ 825,92.

Para o modo bi combustível, operando com mistura diesel e gás natural, para o mesmo período, observa-se um comportamento não linear do custo em relação ao percentual de substituição. Diante da amostra de dados, percebe-se que para 57,02% e para 90,85% o uso do modo bicomcombustível gera um custo total de combustível maior em relação à operação com 100% de óleo diesel. Para os demais percentuais nota-se uma diminuição no custo. Com 30,44% de substituição observa-se o menor custo total, R\$ 773,89. Este valor significa uma redução de 6,3%.

A Figura 23 mostra a variação do custo total conforme aumentam os percentuais de substituição para a mistura óleo diesel e gás natural.

Operando com óleo de soja vegetal houve um aumento no custo quanto maior o percentual de substituição de óleo vegetal de soja por gás natural. Assim como para o óleo diesel, o menor custo encontrado foi no menor percentual de substituição ensaiado. Para 35,06% o custo total foi aproximadamente 2% menor do que para o modo mono combustível. Para os demais percentuais de substituição, o óleo vegetal de soja teve seu custo maior do que operando no modo mono combustível.

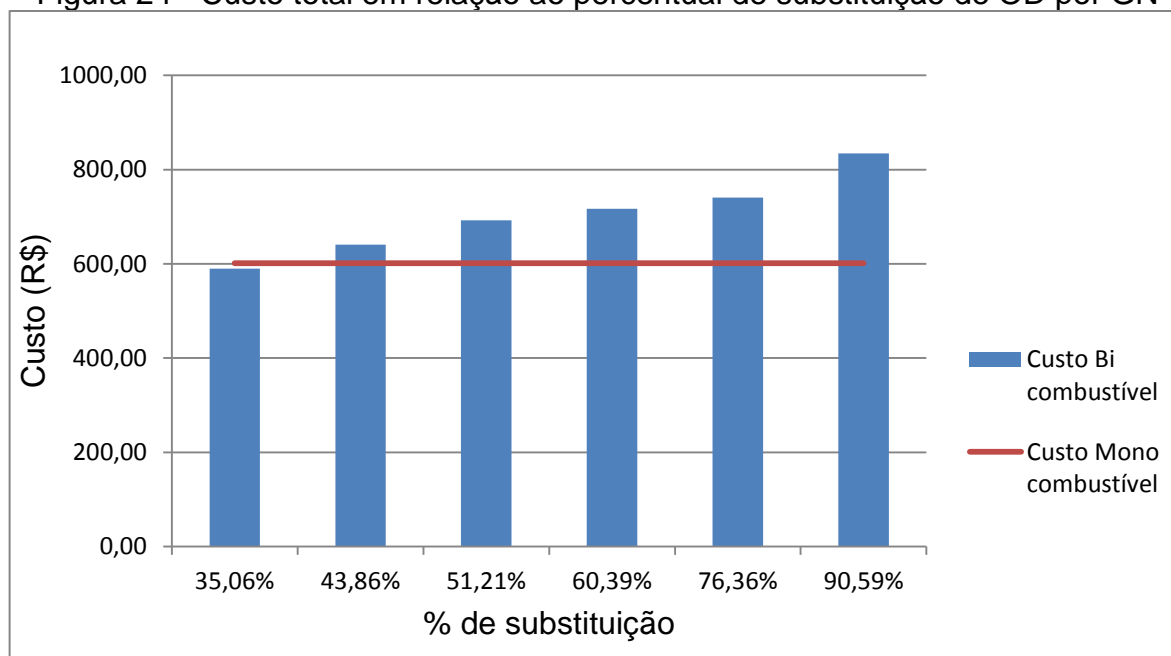
Figura 23 - Custo total em relação ao percentual de substituição de OD por GN



Fonte: Autor (2014)

A Figura 24 apresenta a variação do custo conforme aumentam os percentuais de substituição de óleo vegetal de soja por gás natural.

Figura 24 - Custo total em relação ao percentual de substituição de OD por GN



Fonte: Autor (2014)

Os valores do custo de cada percentual atrelado conforme as horas de trabalho encontram-se no Apêndice A.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foram apresentados dados experimentais de um motor a combustão interna, originalmente a diesel, operando com óleo de soja e com misturas entre óleo diesel e gás natural e óleo de soja e gás natural.

Nos modos bi combustíveis foram obtidos resultados satisfatórios quanto às emissões de óxidos de nitrogênio, tanto comparando ensaios com OD e OVS puros com os ensaios bi combustíveis, respectivamente, como também houve redução nos ensaios de OVS puro se comparado aos ensaios com diesel puro.

Já para as emissões de monóxido de carbono, houve um aumento nas emissões com percentuais de substituição intermediários (entre 40 e 60%, aproximadamente).

Em relação ao rendimento do grupo motor-gerador, com 30,44% de substituição de diesel por GN obteve-se o maior valor de rendimento, 27,29%. Este valor é aproximadamente 2% maior do que operando com diesel puro. Em contrapartida, à medida que o percentual de substituição aumenta, o valor do rendimento diminui. Para OVS o grupo se comporta da mesma forma. Para um percentual de substituição de 35,06% o rendimento encontrado foi 27,9%, ou seja, 6% maior do que com óleo de soja puro. Para valores maiores de substituição os valores reduzem gradativamente.

Quanto ao custo total em combustíveis para o OD houve redução no valor na maioria dos graus de substituição, se comparado à operação em modo mono combustível. Já para o OVS apenas com aproximadamente 35% de substituição houve uma redução no custo total de combustíveis, se comparado ao modo mono combustível. Assim, para ambos os casos, os menores custos foram encontrados nos menores percentuais de substituição.

De forma geral, podemos notar que o uso de motores bicompostíveis, utilizando gás natural é satisfatório no que diz respeito às emissões atmosféricas em baixos e em elevados graus de substituição, sendo percentuais elevados restrito pelo auto detonação do gás. Porém, os baixos percentuais de substituição obtiveram melhores resultados quanto ao rendimento e ao custo, nas condições ensaiadas.

Para trabalhos futuros, sugerem-se estudos mais aprofundados em relação aos diferentes métodos de injeção de diesel e aos diferentes pontos de injeção. Este

motor opera a 21° do APMS. Testes operando a 19° e 23°, por exemplo, poderiam ser realizados.

Com o propósito de diminuir as emissões e facilitar o acesso aos combustíveis renováveis em regiões rurais, sugere-se testes com outros combustíveis alternativos, como o biogás.

Em relação aos procedimentos de ensaio, é recomendado que se instale um termopar para medição da temperatura do óleo lubrificante para determinar o ponto em que o motor está estável para realizar as medições.

Além disso, podem ser realizados testes de longa duração, que possibilitariam resultados mais aproximados a uma real condição de motores desse tipo e utilizando analisadores que verificassem a quantidade de C_xH_y , os chamados hidrocarbonetos. É provável que a emissão desses compostos sofresse significativas mudanças na medida em que o percentual de substituição de combustíveis líquidos por gás aumentaria.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANP. **Agência Nacional do Petróleo**. Disponível em <<http://www.anp.gov.br/>>. Acessado em 01 de maio de 2014.

BR. **Distribuidora Petrobras**. Disponível em <<http://www.br.com.br/wps/portal/portalconteudo/produtos/automotivos/oleodiesel>>. Acessado em 01 de maio de 2014.

BALDISSERA, L. A. **Avaliação Teórica e experimental de um motor quatro tempos diesel monocilíndrico em um ciclo bicomcombustível: diesel-gás natural**. 2013.

BRUNETI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Edgar Blucher, 2012.

EGÚSQUIZA, J. C. C. **Avaliação Experimental de um Motor do ciclo Diesel operando no modo Bicomcombustível: Diesel/Etanol e Diesel/Gás**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio, 2011.

EHSAN, M.; BHUIYAN, S. **Dual Fuel Performance of a Small Diesel Engine for Applications with Less Frequent Load Variations**. International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS.Vol:09 No:10, 2009.

FRANCO, A. C. L. **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.

GIACOSA, D. **Motori Endotermici**. 15 ed. Milano: Hoepli, 2000.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. Local de publicação: McGraw-hill, 1988.

IBP. **Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e Biocombustíveis**. Disponível em <<http://www.ibp.org.br/>>. Acessado em 02 de maio de 2014.

KNOTHE, G. KRAHL, J. GERPEN, J. V. RAMOS, L. P. **Manual do biodiesel. Tradução Luiz Pereira Ramos**. São Paulo: Edgard Blucher, 2006.

LM TRANSPORTES. **Euro V: Entenda como funciona essa nova tecnologia**. Disponível em <<http://pt.slideshare.net/lmtransportes/euro-5-entenda-como-funciona-essa-nova-tecnologia>>. Acessado em 02 de maio de 2014.

LUMLEY, J. L. **Engines: an introduction**. Cambridge: University Press, 1999

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. Porto: Publindústria Edições Técnicas, 2012.

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

PAPAGIANNAKIS, R.G.; HOUNTALAS, D.T. **Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas**. Elsevier. 2004.

PAPAGIANNAKIS, R.G.; RAKOPOULOS, C.D.; HOUNTALAS, D.T; RAKOPOULOS, D.C. **Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions**. Fuel. 2010.

PIZA, D.de O. Jr. **Motores de Combustão Interna**, 1997.

RAO, G.A. RAJU, K; RAJULU, K.G; RAO, C.V.M. Performance Evaluation of a Dual Fuel Engine (Diesel + LPG)

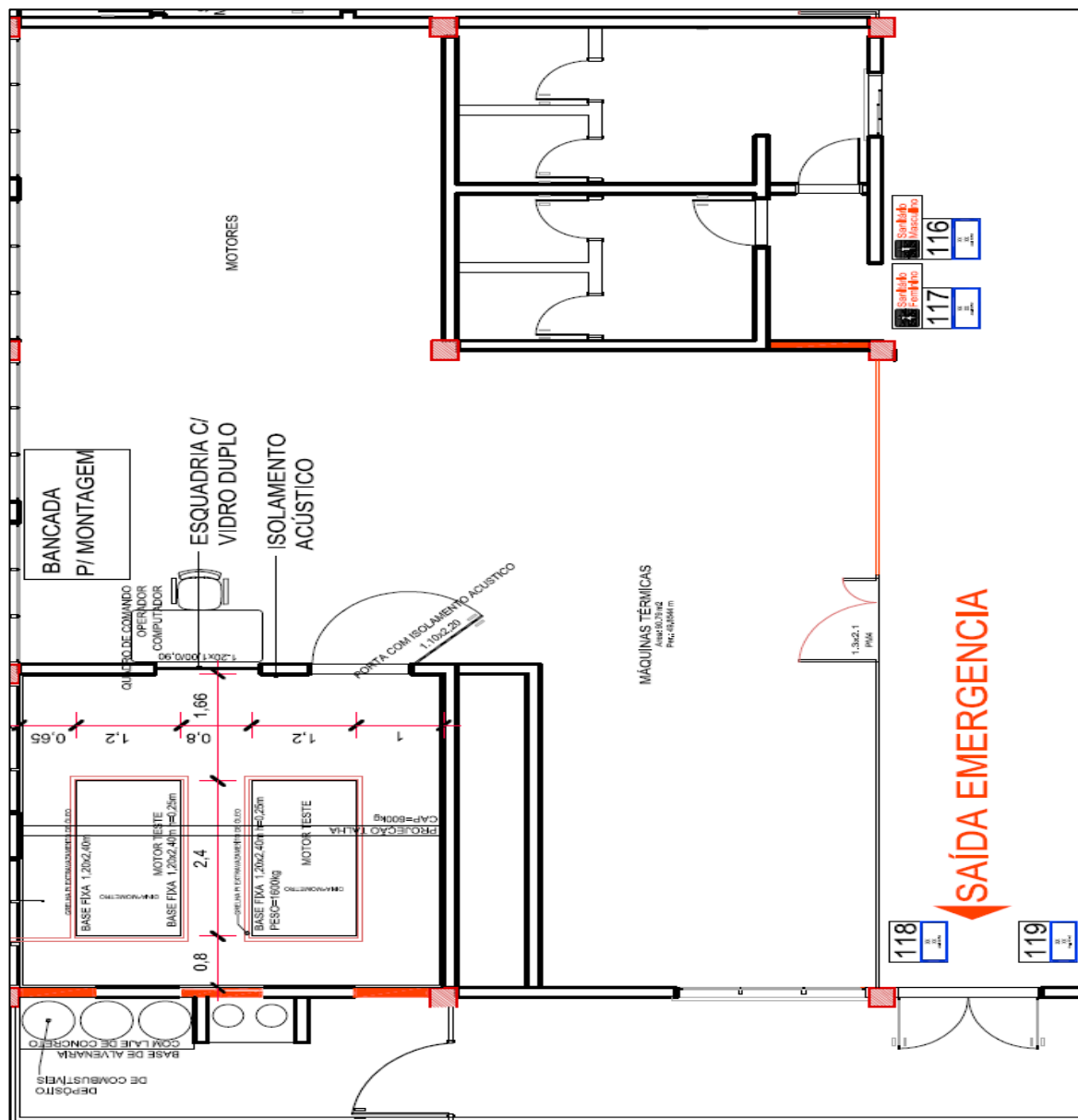
SULGÁS, 2014. **Companhia de Gás do Estado do Rio Grande do Sul. Gás Natural**. Disponível em <<http://www.sulgas.rs.gov.br>>. Acessado em: 12 de maio de 2014.

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

YOGI, J. R. da C. **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, 2007.

ANEXO A

Layout de parte do laboratório de motores, localizado no bloco U



APÊNDICE A

Análise Econômica

Custos modo mono combustível.

	OD100	OVS100
R\$/litro	2,58	1,81
L/h	1,82	1,89
h/dia	8,80	8,80
h/mês	176,00	176,00
l/mês	320,00	332,32
R\$/mês	825,92	601,50

Custos modo bi combustível, utilizando a mistura óleo diesel e gás natural.

OBS: Custo do gás natural fixado em R\$ 2,266 por m³

OD+GNV								
Substituição	30,44%	39,36%	50,14%	57,02%	75,40%	78,52%	88,36%	90,85%
m ³ /h	0,5	0,75	0,99	1,2	1,5	1,6	1,8	1,93
L/h	1,26	1,10	0,91	0,78	0,45	0,39	0,21	0,17
h/dia	8,80	8,80	8,80	8,80	8,80	8,80	8,80	8,80
h/mês	176,00	176,00	176,00	176,00	176,00	176,00	176,00	176,00
L/mês	222,58	194,06	159,54	137,54	78,71	68,72	37,25	29,28
R\$/mês (OD)	574,48	500,86	411,77	355,00	203,15	177,37	96,14	75,57
R\$/mês (GNV)	199,41	299,11	394,83	478,58	598,22	638,11	717,87	769,71
R\$ total	773,89	799,98	806,60	833,57	801,37	815,47	814,01	845,28

Custo bi combustível, utilizando a mistura óleo vegetal de soja e gás natural.

OBS: Custo do gás natural fixado em R\$ 2,266 por m³

OVS+GNV						
Substituição	35,06%	43,86%	51,21%	60,39%	76,36%	90,59%
m ³ /h	0,50	0,76	1,00	1,20	1,50	1,95
L/h	1,23	1,06	0,92	0,75	0,45	0,18
h/dia	8,80	8,80	8,80	8,80	8,80	8,80
h/mês	176,00	176,00	176,00	176,00	176,00	176,00
L/mês	215,80	186,57	162,13	131,63	78,55	31,26
R\$/mês (OVS)	390,60	337,70	293,45	238,25	142,17	56,58
R\$/mês (GNV)	199,41	303,10	398,82	478,58	598,22	777,69
R\$ total	590,01	640,80	692,27	716,83	740,39	834,27