# UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO JOÃO DEL REI

Departamento de Ciências Térmicas e Fluidos

Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia

# DESEMPENHO E EMISSÕES DE GASES DE UM MCI-DIESEL UTILIZANDO ÓLEO DIESEL E MISTURA DE BIOCOMBUSTÍVEL

André Luiz Vicente de Carvalho

São João Del Rei

# UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO JOÃO DEL REI

Departamento de Ciências Térmicas e Fluidos

Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia

# DESEMPENHO E EMISSÕES DE GASES DE UM MCI-DIESEL UTILIZANDO ÓLEO DIESEL E MISTURA DE BIOCOMBUSTÍVEL

André Luiz Vicente de Carvalho

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, em associação ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET) e a Universidade Federal de São João Del Rei (UFSJ), como parte da avaliação para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Energia.

Orientador: Profo. Dro. Felipe Soto Pau

#### André Luiz Vicente de Carvalho

# DESEMPENHO E EMISSÕES DE GASES DE UM MCI-DIESEL UTILIZANDO ÓLEO DIESEL E MISTURAS DE BIOCOMBUSTÍVEIS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, em associação ampla entre o Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET) e a Universidade Federal de São João del Rei (UFSJ), como parte da avaliação para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Energia.

\_\_\_\_\_

Orientador: Prof. Dr. Felipe Soto Pau

UFSJ – Universidade Federal de São João del-Rei

Prof. Dr. Gustavo Rodrigues de Souza

USP – Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos

Prof. Dr. Flávio Neves Teixeira

UFSJ – Universidade Federal de São João del-Rei

São João Del Rei 2014

# **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho a uma pessoa muito especial; alguém que não só me incentivou durante toda minha vida, mas que também procurou realizar um sonho que trouxe consigo durante toda a vida. Uma vez que no passado era privilégio do homem estudar, ela ficou impossibilitada de realizar os seus maiores desejos. E transferiu aos filhos a sua realização vendo todos se formarem em nível superior. A você minha mãe, hoje lhe dou um degrau a mais do que seus sonhos, dedico-lhe o meu título de "Mestrado", mostrando que sempre pode alcançar os sonhos e até mesmo superá-los, bastando pra isso acreditar em Deus e lutar com convicção. A você minha mãe amada, Heloisa Vicente de Carvalho.

#### **AGRADECIMENTOS**

A DEUS agradeço todos os dias pelo dom da vida e pela oportunidade de poder conhecer um pouco mais desta obra maravilhosa que ele nos criou, onde nos concedeu o privilégio de viver; o nosso planeta Terra.

Mas não posso deixar também de agradecer a todos aqueles que me ajudaram nesta árdua missão, de conhecer melhor o mundo que nos cerca e fazê-lo um pouco mais agradável para todos os que nos seguirão no passar dos tempos.

Entre eles quero destacar aqui alguns, que não se enumera pela importância e sim por fazer parte desta jornada de trabalho e realizações;

Lúcia Helena, minha esposa pela compreensão dos vários dias que me afastei para estudo;

Marcos G. Carvalho, meu filho que sacrificou vários dos seus dias a me acompanhar nos trabalhos e me auxiliando em meus experimentos;

Andréa, Izabela e Giulia, minhas filhas que sempre acreditaram em mim;

Jorge Nei Brito, grande e antigo amigo que me informou da oportunidade deste mestrado e muito me incentivou para que pudesse concluir;

Felipe Soto Pau, meu orientador e hoje amigo, este que nunca achou dificuldades para me ajudar e sempre se mostrou mais que um orientador acadêmico se preocupando em minimizar minhas dificuldades teóricas e humanas;

Ao meu pai, Reny de Carvalho, que hoje não está conosco aqui, mas com toda certeza me envia luz e sabedoria, ele que despertou em mim o gosto por motores de combustão.

Para não me estender demasiadamente, agradeço a todos os demais professores da UFSJ, assim como seus funcionários e alunos que muito contribuíram para a minha realização, aos quais me darei o direito de não nomeá-los evitando assim uma extensa lista de nomes.

Concluindo agradeço a todos os demais amigos e parentes, que durante esta etapa de minha vida, viram a minha dificuldade e me ajudaram das mais variadas formas possíveis.

# AGRADECIMENTO ESPECIAL

De forma muito especial agradeço a Amirys pelo fornecimento do Farnesano para a realização dos experimentos, sem o qual nada aqui apresentado seria possível, visto que não se trata de um combustível encontrado com facilidade para aquisição e ser uma inovação a qual não nos seria possível produzir.

Mediante tudo isso não posso deixar de mencionar o fato da confiança em mim depositada para realizar os experimentos, os quais espero ser de utilidade no desenvolvimento desse novo combustível que se apresenta como uma oportunidade de contribuir num futuro próximo para melhorar as condições de vida no planeta.

#### **RESUMO**

A busca por fontes de energia renováveis em substituição às energias fósseis tem sido uma constante do homem de hoje. Neste trabalho apresenta-se uma nova fonte energética; um biocombustível derivado da cana-de-açúcar para atender aos motores do ciclo Diesel. Este novo biocombustível chamado de "Farnesano" ou "Diesel de Cana", como citado na imprensa, desenvolvido por uma empresa dos EUA, a Amyris; vem apresentar uma nova perspectiva dentro da planta energética, um combustível renovável, cuja origem não concorre diretamente, com a produção de alimento, contribuindo para a diminuição da emissão de gases de efeito estufa e ainda mantendo um bom funcionamento do motor Diesel, como demonstra-se neste trabalho. Faz-se aqui um estudo dos parâmetros do motor e análise de gases emitidos pelo motor utilizando para isto uma banca dinamométrica formada por um grupo gerador, modelo BD-6500 CFE de potência nominal efetiva de 6.700 W o qual será alimentado com diesel S10, S500, Farnesano e mistura de 20% Farnesano e 80% S10; com as quais medindo o volume consumido e o tempo gasto, será possível analisar seu rendimento, assim como a medição de gases emitidos na descarga utilizando dois aparelhos, o Tempest 100 para a medição dos gases O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>2</sub>, NO<sub>2</sub>, NO e SO<sub>2</sub> e o Discovery G4 - Analisador de Gases para a medição dos gases, O2, CO2, CO, NOx e HC. Onde então será feita uma análise conclusiva sobre as vantagens do uso desse novo biocombustível como uma opção de fonte energética. Obtém-se resultados bastante expressivos como a redução dos níveis de emissão de NO<sub>x</sub> em aproximadamente 20% comparando-se o S10 puro com a mistura de 20% de Farnesano e 80% S10, até mesmo a total isenção de emissão de SO<sub>2</sub> para o mesmo comparativo.

**Palavras chaves:** energias renováveis, biocombustível, farnesano, Amyris, diesel, emissão de gases.

#### **ABSTRACT**

The search for renewable energy sources to replace fossil energy has been a fixture of modern man. This workpaper presents a new energy source; a derivative of sugar cane biofuel to satisfy the Diesel cycle engines. This new biofuel called "Farnesano" or "Diesel Cane", as quoted in the press, developed by a U.S. company, Amyris. It is presenting a new perspective within the energy plant plant that it is a renewable fuel source which does not compete directly with food production, contributing to reducing the emission of greenhouse gases and still maintaining a smooth running diesel engine, as demonstrated this work. It will be here a study of engine parameters and analysis of gases emitted by the engine using a dynamometer with stand formed by a group generator, model BD-6500 CFE effective rated output of 6,700 W which it will be stockerd by a diesel S10, S500, and the mixture of 20% Farnesano and 80% of S10. Measuring the volume consumed and the time spent, it will be possible to analyze its performance, as well as the measurement of the exhaust gas emitted using two apparatus: Tempest 100 for measuring O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>, NO, NO<sub>2</sub>, and SO<sub>2</sub> gas, and Discovery G4 - a gas analyzer for measuring gases, O2, CO2, CO, NOx and HC. Where then a conclusive analysis of the advantages of using this new biofuel as an energy source option. Obtained very impressive results as the reduction of NO<sub>x</sub> emissions by approximately 20% comparing the S10 with a mixture of 20% Farnesano the 80% S10, even for zero emission of SO<sub>2</sub> for the same comparison.

**Key words:** renewable energy, biofuel, farnesano, Amyris diesel emissions.

# **LISTA DE FIGURAS**

Figura 2.1: Comparativo entre fontes renováveis e não renováveis	20
Figura 2.2: Repartição da oferta interna de energia	20
Figura 2.3: Fórmula Farneseno.	21
Figura 2.4: Fórmula Farnesano.	21
Figura 2.5: Fluxograma produção Diesel de Cana	22
Figura 2.6: Motor Wärtsilä-Sulzer RTA96-C	29
Figura 2.7: Caminhão MAN COM Motor Diesel	29
Figura 2.8: Motor Volkswagem Amarok Biturbo	30
Figura 2.9: Nomenclatura de Motores	31
Figura 2.10: Tempos motor do Ciclo 4 Tempos	32
Figura 2.11: Diagramas T-s e P-v do Ciclo Diesel Ideal	34
Figura 2.12: Diagrama PxV Ciclo Diesel Real e Teórico	35
Figura 2.13: Diferenças entre o ciclo real Diesel e Otto	36
Figura 2.14: Formação de smog sobre a Barra da Tijuca, Rio de Janeiro-RJ	40
Figura 3.1: Motor gerador BP 6500 CFE após modificações	45
Figura 3.2: Painel de Lâmpadas consumidor de energia.	46
Figura 3.3: Erlenmeyer medidor de consumo volumétrico	47
Figura 3.5: Analisador de Gases Alfatest Discouvery G4.	48

# **LISTA DE TABELAS**

Tabela 2.1: Composição do gás de escapamento de Diesel (Valores típicos).	41
Tabela 2.2: Valores permitidos de 2009 a 2012	42
Tabela 2.3: Valores permitidos a partir de janeiro de 2013.	42
Tabela 2.4: Limite de opacidade em aceleração livre de veículos a diesel	44
Tabela 3.1. Principais características do motor do conjunto BD-6500 CFE	45
Tabela 3.2: Valores de PCI e Massa Específica dos combustíveis e mistura utilizado	51
Tabela 4.1 Cálculo de potência e consumo para o Diesel S10.	54
Tabela 4.2 Análise de gases pelo equipamento Tempest 100 para o Diesel S10	54
Tabela 4.3 Análise de gases do escapamento pelo equipamento Discovery G-4 para o S10	55
Tabela 4.4 Cálculo de potência e consumo Diesel S500.	55
Tabela 4.5 Análise de gases pelo equipamento Tempest 100 para o Diesel S500	56
Tabela 4.6 Análise de gases do escapamento pelo Discovery G-4 para o S500.	56
Tabela 4.7 Cálculo de potência e consumo Farnesano (F100).	57
Tabela 4.8         Análise de gases pelo equipamento Tempest 100 para o Farnesano (F100)	57
Tabela 4.9 Análise de gases do escapamento pelo Discovery G-4 para o Farnesano	58
Tabela 4.10 Cálculo de potência e consumo Mistura (F20)	58
Tabela 4.11 Análise de gases pelo equipamento Tempest 100 para a Mistura (F20)	59
Tabela 4.12 Análise de gases do escapamento pelo Discovery G-4 para a Mistura (F20)	59

# LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Potência Gerada	. 60
Gráfico 2: Consumo horário	. 61
Gráfico 3: Rendimento térmico	. 62
Gráfico 4: O <sub>2</sub> presente no escapamento	. 63
Grafico 5: HC presente no escapamento	. 64
Gráfico 6: NO presente nos gases de escapamento	. 65
Gráfico 7: NO2 presente nos gases de escapamento	. 65
Gráfico 8: NOx presente nos gases de escapamento	. 66
Gráfico 9: SO2 presente nos gases de escapamento	. 67
Gráfico 10: CO presente nos gases de escapamento	. 68
Gráfico 11: CO2 presente nos gases de escapamento	. 68

# **LISTA DE SIMBOLOS E SIGLAS**

A/C – Relação ar combustível
<b>C</b> – Curso do pistão
C <sub>15</sub> H <sub>24</sub> – Farneseno
C <sub>15</sub> H <sub>32</sub> – Farnesano
CO – Monóxido de carbono
CO <sub>2</sub> – Dióxido de carbono
<b>d</b> – Densidade
<b>D</b> – Diâmetro do cilindro
<b>DCTEF</b> – Departamento de ciências térmicas e de fluido da UFSJ
EPE – Empresa de Pesquisa de Energia
<b>F100</b> – Farnesano puro
<b>F20</b> - Mistura 20% farnesano e 80% S10
<b>H₂O</b> – Água
<b>HC</b> – Hidrocarboneto
I – Corrente elétrica
I/M – Inspeção e manutenção veicular
K – Constante universal dos gases
m – Consumo horário específico
M – Torque
MME – Ministério de Minas e Energia
MP – Material particulado
N – Número de cilindros do motor
<b>n</b> – Rotação em rpm

NO<sub>2</sub> – Dióxido de nitrogênio

NO<sub>x</sub> – Óxido de nitrogênio O<sub>2</sub> - Gás Oxigênio O<sub>3</sub> – Ozônio **OBD** – On board diagnose **OPEC** – Organization of the Petroleum Exporting Countries P - Pressão PCI - Poder calorífico inferior **PCPV** – Programa de controle da poluição veicular PME – Pressão média efetiva **PMI** – Ponto Morto Inferior **PMS** – Ponto Morto Superior **Q** – Vazão r – Taxa de compressão r<sub>c</sub> – Razão de corte s – Entropia S10 - Óleo Diesel com 10 ppm de enxofre **\$500** – Óleo Diesel com 500 ppm de enxofre SO<sub>2</sub> – Dióxido de enxofre **T** – Temperatura t – Tempo V - Tensão v – Volume específico W - Trabalho w – Velocidade angular η – Rendimento

# SUMÁRIO

RESUMO	
1. INTRODUÇÃO	17
1.1 Considerações Iniciais	17
1.2 Objetivos Gerais	18
1.3 Objetivos Específicos	18
1.4 Justificativa	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1 Panorama Energético Brasileiro	20
2.2 Farnesano	21
2.3 Óleo Diesel	23
2.3.1 Óleo Diesel e sua relação com o r	neio ambiente24
2.3.2 Monóxido de carbono (CO)	24
2.3.3 Dióxido de enxofre (SO2)	24
2.3.4 Hidrocarbonetos (HC)	24
2.3.5 Óxido de nitrogênio (NO <sub>x</sub> )	24
2.4 Principais Propriedades Físico-Químic	as dos Óleos Combustíveis25
2.4.1 Pureza ou isenção de matérias es	stranhas25
2.4.2 Ponto de fulgor	25
2.4.3 Poder calorífico	25
2.4.4 Número de Cetano	25
2.4.5 Teor de enxofre	26
2.4.6 Ponto de névoa	26
2.4.7 Ponto de fluidez	26
2.4.8 Viscosidade	26
2.5 Histórico do Motor de Combustão do	Ciclo Diesel
2.5.1 Classificação dos motores Diesel	28
2.6 Princípios de Funcionamento	30
2.7 Motor Diesel de 4 Tempos	31
2.8 Ciclo Termodinâmico	33
2.9 Diferenças Entre o Ciclo Real e Teóric	o34
2.10 Taxa de Compressão	36

	2.10.1 Pressão média efetiva	37
	2.10.2 Relação curso/diâmetro	37
	2.10.3 Cilindrada	38
	2.10.4 Potência do motor	38
	2.11 Emissões de Escapamento	39
	2.11.1 Gases Não Poluentes	39
	2.11.2 Gases Poluentes	39
	Fonte: (Bosch, 2005)	41
	2.12 Legislação de Controle de Emissão	42
	2.12.1 Limites de Emissões de Poluentes	42
	2.12.2 Testes Regulamentados para Emissões	43
3	3. MATERIAIS E MÉTODOS	45
	3.1 Alterações Realizadas no Motor	45
	3.2. A Bancada Dinamométrica	46
	3.3 Painel Medidor de Consumo Volumétrico	46
	3.4 O Analisador de Gases	47
	3.4.1 Analisador de Gases Tempest 100	47
	3.4.2 Analisador de Gases Alfatest Discouvery G4	48
	3.5 Metodologia de Cálculos	48
	3.5.1 Calculo da Potência	48
	3.5.2 Cálculo de consumo ou vazão	49
	3.5.3 Cálculo de consumo mássico horário	50
	3.5.4 Consumo horário específico	50
	3.5.5 Cálculo do PCI	50
	3.5.6 Cálculo do Rendimento Térmico	51
	3.6 Tipos de Combustíveis Utilizados nos Experimentos	51
	3.6.1 Diesel S10	51
	3.6.2 Diesel S500	52
	3.6.3 Farnesano (F100)	52
	3.6.4 Mistura (F20)	52
4	RESULTADOS E DISSCUÇÃO	53
	4.1 Apresentação dos Resultados	53
	4.1.1 Resultados obtidos com o S10	53
	4.1.2 Resultados obtidos com o S500	55

4.1.3 Resultados obtidos com o Farnesano	57
4.1.4 Resultados obtidos com a mistura 80% S10 e 20% Farnesano (F20)	58
4.2 Análise da Potência Gerada	60
4.3 Análise do Consumo horário	61
4.4 Análise do Rendimento Térmico	61
4.5 Análise dos Índices de Emissão de Gases no Escapamento	62
4.5.1 O <sub>2</sub> presente no escapamento	62
4.5.2 HC presente na emissão	63
4.5.3 Análise da emissão de NO <sub>x</sub> no escapamento	64
4.5.4 Análise da emissão de $SO_2$ no escapamento	67
4.5.5 Análise da emissão de CO e ${ m CO_2}$ no escapamento	68
5 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	70
6 CONCLUSÕES	71

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Considerações Iniciais

A utilização de motores de ciclo Diesel é muito usual em vários setores econômicos mundiais, onde se destaca no transporte seja rodoviário, ou marítimo e na geração de energia elétrica. Este realce é facilmente entendido quando avaliado a durabilidade e eficiência térmica do ciclo Diesel em relação aos demais motores de combustão interna.

Com a grande preocupação oriunda da possível escassez do petróleo e os efeitos gerados pelos gases causadores do efeito estufa emitidos na atmosfera, tornou a busca por formas de energia renovável uma constante, sendo amplamente desenvolvido o uso de biocombustíveis, assim como a procura por outras fontes energéticas renováveis de menor impacto ao meio ambiente.

O conhecimento da possibilidade de utilização de óleos vegetais em motores de ciclo Diesel, já não é novidade e com o embargo imposto pela OPEC (Organization of the Petroleum Exporting Countries) aos Estados Unidos e à Europa nos anos 70, criou um real interesse em desenvolver tecnologias que viabilizasse o uso destes combustíveis então chamados de biocombustíveis.

Dentro desta busca constante é que foi desenvolvido pela Amyris, uma empresa norte americana que trabalha o desenvolvimento de biologia sintética, o farnesano; um biocombustível derivado da cana-de-açúcar que por não ser obtido pelo processo de craqueamento, esterificação ou transesterificação, não pode ser tratado como um biodiesel. Esse novo combustível que será aqui estudado, produzido através de fermentação do caldo da cana-de-açúcar utilizando bactérias geneticamente desenvolvidas em laboratório, em que através de um comparativo com o óleo diesel S10 e S500, hoje fornecido no mercado nacional será avaliado seu desempenho utilizando para isso um grupo motor-gerador, que ao consumir o combustível irá gerar energia elétrica, energia esta que se dissipará através de um conjunto de lâmpadas do tipo incandescente enquanto se mede o consumo de combustível e a potência gerada, simultaneamente serão analisados os níveis de gases poluentes emitidos pelo motor em carga.

### 1.2 Objetivos Gerais

O objetivo principal do estudo proposto é fazer um comparativo entre combustíveis fósseis, o S10 e S500, fornecidos nos postos de combustíveis e o Farnesano um biocombustível de fonte renovável, derivado da cana-de-açúcar e de uma mistura entre eles, composta de 80% de S10 e 20% de Farnesano, visando analisar as vantagens da utilização do biocombustível em motores originalmente preparados para o uso de combustíveis fosseis, sendo o biocombustível a esperança de uma fonte de energia renovável e menos impactante ao meio ambiente.

## 1.3 Objetivos Específicos

Será montada uma banca dinamométrica utilizando um conjunto moto-gerador de 6.700W de potência nominal, duas placas resistivas consumidoras de energia elétrica e dois aparelhos de medição de gases, sendo eles; o Tempest 100 para a medição dos gases O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>, NO<sub>2</sub>, NO e SO<sub>2</sub> e o Discovery G4 – Analisador de Gases para a medição dos gases, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub> e HC.

Será avaliada a potência desenvolvida pelo motor em função de seu consumo.

Análise dos gases emitidos no escapamento.

Far-se-á uma avaliação das vantagens e desvantagens do uso deste novo biocombustível, o Farnesano e sua mistura ao diesel S10, assim como um comparativo entre o uso dos combustíveis puros, S10 e S500 hoje fornecido normalmente no comércio.

#### 1.4 Justificativa

A grande concentração de gases poluentes na atmosfera, em especial nos grandes centros urbanos oriundos principalmente de motores de combustão interna e a constante preocupação com a possibilidade de esgotamento das fontes de petróleo, tem levado o homem a procurar novas formas de energia para evitar uma falha energética no futuro.

Trazendo então grande interesse no estudo e desenvolvimento para a ampliação do uso de combustíveis menos poluentes e ainda melhor de fonte renovável, não nos deixando presos a energias de origens fósseis que no futuro possa se extinguir.

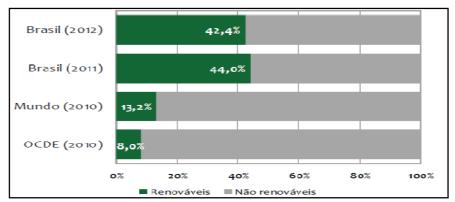
Apresenta-se então um estudo da utilização de combustível de origem renovável, o Farnesano e mistura com o óleo diesel S10, também o uso do S10 e S500 puro, que é comercializado nos postos de combustíveis, de onde podem ser obtidas informações importantes que poderão ajudar a solucionar problemas energéticos futuros.

Neste estudo, serão apresentadas as condições de eficiência e emissão de gases com os devidos comentários a respeito.

# 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

# 2.1 Panorama Energético Brasileiro

A necessidade de busca de energia de fonte renovável é algo comum a todas as nações do mundo, o Brasil neste quadro está bem adiantado como podemos ver na Figura 2.1.



**Figura 2.1:** Comparativo entre fontes renováveis e não renováveis. Fonte: EPE; Agência Internacional de Energia, 2013.

Tal fato se deve principalmente devido a matriz de geração de energia elétrica Brasileira está fundamentada nas hidroelétricas. No entanto podemos observar na Figura 2.2, que a maior fonte geradora de energia renovável no Brasil atualmente é a cana-de-açúcar, sendo o Brasil hoje um dos maiores produtores desse produto no mundo. Uma fonte de energia renovável e que trás com ela uma melhora no aspecto social, visto que distribui em todo o país a geração de riqueza diminuindo a desigualdade social. (MME, 2013)



Figura 2.2: Repartição da oferta interna de energia. Fonte: (MME, 2013)

Observa-se que a cana-de-açúcar é hoje a segunda maior fonte de geração de energia no Brasil, esta condição foi originada pelo investimento do governo no projeto PROALCOOL no final da década de 70 como sendo uma alternativa para a crise do petróleo, fazendo o Brasil pioneiro no desenvolvimento de energia renovável para criar uma independência econômica do petróleo importado necessário ao crescimento do país. Infelizmente esse projeto foi colocado em segundo plano pelo governo no final da década de 90, quando ocorreu uma crise de fornecimento de álcool mesmo assim ainda é hoje a produção da cana-de-açúcar de grande importância na matriz energética Brasileira, principalmente pelo fato da indústria sucroalcooleira ter transformado o problema do bagaço da cana em uma nova fonte de energia utilizada na produção de energia elétrica.

Esta é também a matéria prima utilizada para a produção do farneseno, combustível que será apresentado neste trabalho como um substituto do óleo diesel.

#### 2.2 Farnesano

Farneseno é um produto derivado da fermentação do caldo de cana-de-açúcar utilizando cepas de leveduras geneticamente modificadas (Saccharomycescerevisiae), que permite a produção em grande escala de um hidrocarboneto insaturado ( $C_{15}H_{24}$ ), Figura 2.3;

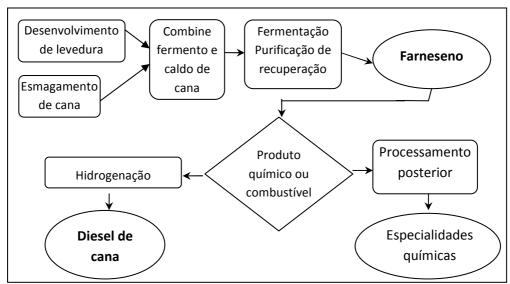
Figura 2.3: Fórmula Farneseno. Fonte: (Pisano, et al., 2013)

deste farneseno podemos obter o farnesano, também chamado de diesel de cana, trata-se de um hidrocarboneto saturado ( $C_{15}H_{32}$ ), Figura 2.4, produzido através da inclusão de moléculas de hidrogênio nas quebras das ligações duplas entre as moléculas de carbono.

$$H_3$$
C  $CH_3$   $CH_3$ 

Figura 2.4: Fórmula Farnesano. Fonte: (Pisano, et al., 2013)

A este processo dá-se o nome de hidrogenação; outros produtos químicos também podem ser obtidos do mesmo faneseno conforme mostra o fluxograma da Figura 2.5, variando apenas o processo aplicado ao mesmo. (Pisano, et al., 2013)



**Figura 2.5**: Fluxograma produção Diesel de Cana. Fonte: (Avaliação Global de Desempenho e Emissões de Diesel de Cana-de-açúcar em Serviço Médio, 2006)

Uma grande vantagem do farnesano sobre o biodiesel com o qual existe uma concorrência direta na sua aplicabilidade, por serem ambos os produtos fontes renováveis e aplicados a motores de ciclo Diesel, é que o farnesano não concorre diretamente com a produção de alimentos. O biodiesel são produzidos no Brasil principalmente a partir de soja, produto muito utilizado nas indústrias alimentícia enquanto o farneseno utiliza a cana-de açúcar como matéria prima. (Pisano, et al., 2013)

Uma pequena desvantagem para a produção do farneseno é que o processo de fermentação do caldo de cana para uma boa produção deve ter início em um prazo máximo de 24 horas após o corte; essa dificuldade não é no entanto de grande relevância, visto que as usinas estão distribuídas dentro de todo o território nacional de forma que a produção estará perto o suficiente do plantio para atender este prazo.

A produção de farnesano está relacionada da seguinte forma: dois milhões de toneladas de cana-de-açúcar podem gerar cerca de 30 milhões de litros de diesel por ano. Tal produção gerou o seguinte comentário de Rui Lacerda Ferraz, presidente da Crystalsev; "Com o acesso a [Amyris] tecnologia, os produtores de etanol terão uma oportunidade única de expandir seus negócios de combustíveis e criar novas oportunidades de crescimento com um produto de

diesel tanto no nosso país e para o mundo atendendo necessidades, oferecendo um produto com benefícios ambientais significativos." (Pisano, et al., 2013)

Existem hoje duas grandes empresas trabalhando com a produção das leveduras utilizadas na produção do farneseno, a LS-9 e a Amyris, ambas norte americanas, sendo o produto desta segunda empresa o que será utilizado nos testes aqui apresentados.

Amyris é uma empresa dos USA fundada em 2003 por uma equipe de cientistas da Universidade da Califórnia, em Berkeley. O grupo desenvolveu um processo de engenharia genética para sintetizar compostos químicos que podem ser utilizado em uma variedade de aplicações que variam de produtos farmacêuticos para especialidades químicas e para a produção de combustíveis. (Pisano, et al., 2013)

Em meados de 2009, a Amyris foi à construção de uma fábrica no Brasil que poderiam produzir os dois, combustíveis e produtos químicos, a escolha do Brasil se deve a fato da existência de tecnologia de produção de cana-de-açúcar em larga escala, decorrente do desenvolvimento brasileiro com o PROALCOOL. Equipe de marketing da Amyris estava investigando o interesse comercial para ambos os tipos de produtos, enquanto a equipe de pesquisa e desenvolvimento e operações do grupo estavam construindo processos que poderiam acomodar a produção de ambos. (Pisano, et al., 2013)

#### 2.3 Óleo Diesel

É um combustível obtido a partir da destilação do petróleo, é constituído basicamente por hidrocarbonetos (átomos de carbono e hidrogênio), e possui pequenas concentrações de enxofre, nitrogênio e oxigênio. É utilizado para geração de energia elétrica, em fins industriais (em caldeiras e fornos), para transporte de carga e principalmente no transporte de pessoas, por exemplo, automóveis de passeio, ônibus, caminhões, navios, etc. O óleo Diesel recebeu essa designação em homenagem ao engenheiro alemão inventor dos motores Diesel, Rudolf Diesel. Existem vários índices usados para avaliar a capacidade de um determinado combustível de produzir energia térmica em sua combustão. Para o óleo Diesel, os principais são: Poder calorífico, número Cetano, índice de viscosidade, pureza ou isenção de matérias estranhas, baixo teor de enxofre e ponto de névoa. (Rache, 2004)

#### 2.3.1 Óleo Diesel e sua relação com o meio ambiente

Dentre variados tipos de poluentes emitidos pela queima do óleo Diesel em motores de ignição por compressão, destacam-se: óxidos de carbono (CO e  $CO_2$ ), óxidos de enxofre ( $SO_x$ ), óxidos de nitrogênio ( $NO_x$ ), hidrocarbonetos aromáticos. (COMPET, 2006)

#### 2.3.2 Monóxido de carbono (CO)

É um gás incolor, levemente inflamável produzido pela combustão incompleta de combustíveis, pode levar a morte por asfixia, quando a hemoglobina responsável pelo transporte de oxigênio no corpo se une ao monóxido de carbono, por isso é considerada uma "substância" tóxica. (COMPET, 2006)

#### 2.3.3 Dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>)

É um gás com coloração amarelada a incolor, altamente irritante. O dióxido de enxofre é o formador principal da chuva ácida. (COMPET, 2006)

#### 2.3.4 Hidrocarbonetos (HC)

Compostos formados por apenas hidrogênio e carbono em sua composição. São os principais constituintes dos combustíveis fósseis. Entre eles possuem os hidrocarbonetos policíclicos aromáticos que possuem anel benzênico em sua composição, responsável pela indução de câncer. (COMPET, 2006)

## 2.3.5 Óxido de nitrogênio (NO<sub>x</sub>)

Causam irritações nos olhos e problemas respiratórios. São compostos formados na câmara de combustão a partir da reação de queima de um combustível com o ar atmosférico  $O\ NO_2$  em contato com a luz forma  $O_3$  (ozônio) um potente oxidante fotoquímico. (COMPET, 2006)

A formação do  $NO_x$  se acentua quando a temperatura atinge valores superiores a 2.000 K, temperatura comum na câmara de combustão durante a queima do combustível. (Brunetti, 2013)

# 2.4 Principais Propriedades Físico-Químicas dos Óleos Combustíveis

#### 2.4.1 Pureza ou isenção de matérias estranhas

O entupimento de orifícios de bombas e injetores é causado pela má qualidade do óleo Diesel utilizado, por isso, ele não pode conter água, poeira ou matérias estranhas. A qualidade do óleo Diesel é chamada de índice de turbidez. (Rache, 2004)

#### 2.4.2 Ponto de fulgor

É uma propriedade importante referente ao manuseamento, transporte e armazenamento do combustível, também conhecido por ponto de inflamação, pode ser definido como a menor temperatura que o combustível torna-se inflamável liberando vapor, na presença de uma chama ou faísca em condições controladas. (Ribeiro, et al., 2006)

#### 2.4.3 Poder calorífico

É a quantidade de energia liberada através da queima do combustível por unidade de massa. Como um motor de combustão é movido através da energia produzida pela queima da mistura combustível-comburente (energia química), substancialmente quanto maior for o poder calorífico do combustível maior a quantidade de trabalho produzido neste mesmo motor. (Rache, 2004)

#### 2.4.4 Número de Cetano

Garante o bom funcionamento do motor, é uma medida de qualidade, correspondente ao período de atraso entre o tempo de injeção do combustível na câmara de combustão e a sua ignição. Número de cetano baixos provocam uma não uniformidade no funcionamento do motor, pois quanto menor o número de cetano maior será o atraso na combustão, isso

acarretará em sobras de combustível no interior da câmera de combustão que não será queimada no tempo certo. Posteriormente, quando queimado, liberará mais energia do que necessário provocando movimentos bruscos do pistão a custa de um aumento excessivo de pressão podendo provocar perda de potência, ruídos e danos mecânicos no motor. (Biodiesel: parâmetros de qualidade e métodos analíticos, 2009)

#### 2.4.5 Teor de enxofre

Mede a quantidade deste elemento químico presente no combustível e não nos gases da queima. Sua redução diminui a lubricidade do combustível. Um dos efeitos indesejáveis da queima do óleo diesel e demais combustíveis de origem fóssil refere-se à formação de compostos altamente poluentes como, dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>) e trióxido de enxofre (SO<sub>3</sub>). Em presença de água o trióxido de enxofre forma um dos componentes responsáveis pela chuva ácida, o ácido sulfúrico (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>) e também o ácido sulforoso (H<sub>2</sub>SO<sub>3</sub>). (Biodiesel: parâmetros de qualidade e métodos analíticos, 2009)

#### 2.4.6 Ponto de névoa

O ponto de névoa é a menor temperatura na qual o óleo torna-se turvo e as primeiras partículas de cristais de cera são observadas conforme o óleo é resfriado gradualmente sob condições normatizadas. (Fahim, et al., 2011)

#### 2.4.7 Ponto de fluidez

Ponto de fluidez é a menor temperatura que o óleo ainda consegue fluir ou escoar. É uma propriedade importante em lubrificantes utilizados a baixas temperaturas como óleos para compressores de refrigeração. (Fahim, et al., 2011)

#### 2.4.8 Viscosidade

É uma propriedade que se refere à resistência ao fluxo ou escoamento dos fluidos, ou seja, quanto maior for a viscosidade de um fluido menor será a velocidade de escoamento do mesmo. A medida da viscosidade está relacionada ao tamanho da gotícula de combustível pulverizada na injeção, portanto o aumento da viscosidade dificulta na pulverização e consequentemente na vaporização necessária para queima do combustível. Sua medição é

feita através de instrumentos denominado de viscosímetro. A capacidade de pulverização, de uma boa mistura ar-óleo tornando boa a combustão, dependem da viscosidade. Nos testes de viscosidade, indica-se sempre a temperatura utilizada, pois a viscosidade depende da temperatura do líquido. (Rache, 2004)

#### 2.5 Histórico do Motor de Combustão do Ciclo Diesel

Em 1885, William Priestman e Herbert Stuart desenvolveram o primeiro motor a funcionar com óleo Diesel, por não ter combustão espontânea e nem a pressão constante, o motor foi denominado como semi Diesel, utilizavam velas de incandescência para induzir a combustão. O motor Diesel só foi patenteado em 1892 por seu inventor Rudolf Diesel após oito anos de desenvolvimento e tendo como base a termodinâmica de Carnot. A sua intenção era reduzir ao máximo o consumo por unidade de potência e para isso, escolheu a combustão a temperatura constante, usando para isso a injeção direta e gradual dentro da câmara de combustão, obtendo um maior rendimento. (Martins, 2011)

Na exposição de Paris em 1900, Rudolf Diesel apresentou o primeiro protótipo de motor que foi acionado por óleo de amendoim. Porém a grande quantidade de oferta do petróleo e sua fácil acessibilidade determinaram que nos próximos anos, os combustíveis derivados do petróleo fossem os preferidos, reservando os óleos vegetais para outros fins. (Perspectivas históricas de los combustibles diesel basados em aceites vegetales, 2001)

Somado a esse quadro, experiências realizadas em 1920 indicavam que a utilização de óleos vegetais em motores de combustão interna, ocasionava depósitos de carbonos nos cilindros e nos injetores e também contribuíam para a formação de resíduos gordurosos, o mesmo não ocorria com o óleo cru (petróleo filtrado), por isso motores que utilizavam este tipo de fonte de energia obtêm maior eficiência. (Perspectivas históricas de los combustibles diesel basados em aceites vegetales, 2001)

Com a utilização de combustíveis derivados do petróleo frente aos óleos vegetais, Tolmasquim (2003, p.132) revela-nos: "O desenvolvimento de motores e o ganho de eficiência até cerca de 35%, levaram ao completo abandono dos óleos vegetais como combustíveis da época".

Na década de 1970 ocorreram dois choques do petróleo, mais precisamente nos anos de 1973 e 1979, que desencadearam uma crise econômica decorrente da alta dos preços do

barril de petróleo. Então o mercado sentiu a necessidade de reduzir a dependência do petróleo, levando a investimentos de novas tecnologias juntamente com o uso de fontes alternativas de energia. (Tolmasquim, 2003)

Porém em 1986 houve um período de acentuada queda nos preços do petróleo, período este denominado de "contra choque" do petróleo. Por isso vários países abandonaram seus projetos relacionados à produção de energias alternativas. (Tolmasquim, 2003)

Contudo, a prioridade política, do Brasil naquele instante era o desenvolvimento do Programa Nacional do Álcool (PROÁLCOOL). A dificuldade em montar um programa de produção, processamento e distribuição do combustível alternativo, sem o apoio oficial, determinou que a crise continuasse sem que houvesse a implantação do programa de fontes de energia que substituísse o óleo Diesel. (Plá, 2005)

A substituição do óleo Diesel no Brasil pelo biodiesel no setor de transporte reduziria as importações de óleo Diesel mineral fortalecendo a independência do país. Diversos estudos foram realizados garantindo o biodiesel como fonte viável alternativa ao óleo Diesel derivado do petróleo. (Plá, 2005)

De acordo com a Lei nº 11.097, de 13 de janeiro de 2005 fica introduzido o biodiesel na matriz energética brasileira e ampliada à competência administrativa da ANP, que passou a ser denominado de Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, determinando as proporções exatas desse combustível ao óleo Diesel em todo território nacional. (Agência Nacional do Petróleo, 2005)

#### 2.5.1 Classificação dos motores Diesel

Os motores Diesel podem ser classificados em três tipos: Motores lentos, motores de velocidade média e motores rápidos. (Rache, 2004)

Os motores lentos são de grandes dimensões e são usados em navios, sistemas de bombeamento de água de emergência e geradores. Um exemplo de motor lento é o motor Diesel ilustrado na Figura 2.6. O Wärtsilä-Sulzer RTA96-C é o motor Diesel mais potente do mundo atualmente; é de dois tempos, turbo alimentado com sistema de injeção Common-Rail; o mais eficiente que já se conseguiu construir. Fabricado em Aioi, no Japão, pela Diesel United com tecnologia Wärtsilä.



Figura 2.6: Motor Wärtsilä-Sulzer RTA96-C Fonte: Wärtsilä-Sulzer

A rotação dos motores lentos é baixa, de 92 a 300 rotações por minuto e a potência pode chegar a 108.920 HP em grandes navios. (Rache, 2004)

Motores de velocidade média são os mais utilizados no mundo e são encontrados em caminhões, tratores, escavadeiras e locomotivas, como mostrado na Figura 2.7. Possuem uma velocidade de 1.500 a 2.800 rotações por minuto. Esse tipo de motor pode também ser usado em pequenos navios, lanchas e moto geradores.



Figura 2.7: Caminhão MAN COM Motor Diesel. Fonte: MAN

Motores rápidos são usados em automóveis de passeio que exigem altas velocidades. A velocidade desses motores pode chegar até 5.400 rotações por minuto como o mostrado na Figura 2.8. Se compararmos dois motores idênticos e tendo um com uma velocidade duas vezes maior que o outro, podemos ver que o motor com a maior velocidade vai ter o dobro de explosão e consequentemente o dobro de potência que o motor mais lento. Então, se for necessário um motor mais potente, tendo já um motor específico, basta aumentar sua velocidade, desde que esteja dentro das condições de segurança. Com o aumento da velocidade, aumenta também as forças de inércia e atrito que podem causar a deterioração de peças no motor. Para evitar esses problemas e manter a mesma potência, usa-se reduzir os diâmetros dos pistões e

aumentar a quantidade de cilindro. Assim, pode-se conseguir um motor mais leve e potente que sofre menos desgaste. (Kates, et al., 2003)



Figura 2.8: Motor Volkswagem Amarok Biturbo Fonte: Volkswagem do

Brasil

## 2.6 Princípios de Funcionamento

Os motores de êmbolos alternativos são baseados no mecanismo do pedal de bicicleta em que o pedal é empurrado pela força do pé fazendo girar o eixo. Da mesma forma no motor, o pistão é empurrado pela combustão, fazendo girar o eixo que é chamado de virabrequim ou girabrequim. Esse eixo possui em uma de suas extremidades um volante de inércia que tem a função de acumular energia cinética, permitindo ao pistão força suficiente para a compressão do ar no cilindro sem que o motor pare de funcionar. (Rache, 2004)

A energia produzida pelo motor Diesel é obtida pela combustão da mistura arcombustível, onde o ar é admitido pela válvula de admissão e comprimido pelo pistão e o combustível é injetado pelo bico injetor para dentro da câmara de combustão. Como o ar comprimido pelo pistão está em alta temperatura, cerca de 700°C a 900°C, à medida que o combustível é injetado a combustão ocorre automaticamente sem a necessidade de uma vela para ignição. (Pareto, 2003)

O sistema principal do motor compõe-se de um pistão-cilindro. O pistão movimenta-se dentro do cilindro entre dois pontos fixos que são chamados de ponto morto superior (PMS), quando o pistão está em uma posição que permite o menor volume dentro do cilindro e o

ponto morto inferior (PMI), quando o pistão está em uma posição que permite o maior volume dentro do cilindro. A distância entre os dois pontos é chamado de curso do motor, sendo a máxima distância que o pistão percorre dentro do cilindro. Conforme demonstrado na Figura 2.9 (Cengel, et al., 2013)

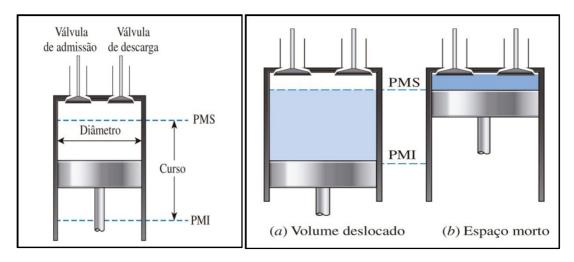


Figura 2.9: Nomenclatura de Motores. Fonte: (Cengel, et al., 2013)

Para a admissão de ar no cilindro e descarga dos gases da combustão são necessários, respectivamente, das válvulas de admissão e das válvulas de descarga. O volume acima do PMS ao qual o pistão não consegue comprimir é chamado de espaço morto ou câmara de combustão. À medida que o pistão realiza seu curso, ele obtém um volume chamado de volume deslocado. (Cengel, et al., 2013)

#### 2.7 Motor Diesel de 4 Tempos

As operações sequenciais que um motor Diesel realiza durante o seu funcionamento é chamado de ciclo do motor e pode ser dividido em várias etapas que são chamadas de tempos. Em um motor Diesel, assim como nos motores do ciclo Otto, em cada tempo ocorre um curso, ou seja, o deslocamento do pistão entre o PMS e o PMI. Sendo assim, um motor a 4 tempos também é um motor a 4 cursos por ciclo e um motor a 2 tempos é também um motor a 2 cursos por ciclo, pois em cada ciclo desse motor são executadas os tempos. Na Figura 2.10

pode-se ver um exemplo de motor Diesel a 4 tempos: Admissão, Compressão, Combustão ou Expansão e Escape.

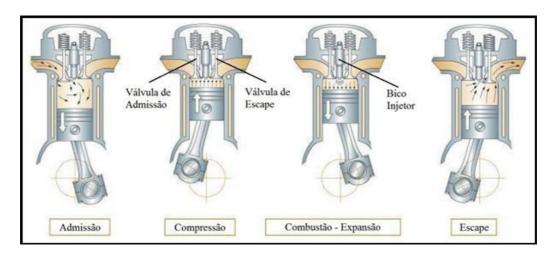


Figura 2.10: Tempos motor do Ciclo 4 Tempos. Fonte: (Sanz, 2007)

- 1° TEMPO; ADMISSÃO: Acionado pela biela e pelo virabrequim, o pistão afasta-se do cabeçote e cria uma depressão provocando a aspiração de uma certa quantidade de ar. Este ar penetra no cilindro graças à válvula de admissão que durante todo o curso do pistão se mantém aberta. (Martins, 2011)
- **2° TEMPO; COMPRESSÃO:** Partindo do PMI o pistão sobe até o PMS. Ao iniciar este movimento, a válvula de admissão se fecha e os gases no cilindro sofrem então uma forte compressão. No final do 2° TEMPO, o virabrequim efetuou uma rotação completa; o pistão encontra-se novamente no PMS. As válvulas se mantêm hermeticamente fechadas e os gases ficam comprimidos num determinado espaço a que se chama câmara de compressão ou câmara de explosão. (Martins, 2011)
- **3° TEMPO, EXPLOSÃO:** A injeção de combustível dentro da câmara de combustão causará a inflamação da mistura A/C na câmara de compressão em função da alta temperatura e pressão ali existente gerada pela compressão do ar. A combustão de toda a massa de combustível ocorrerá progressivamente durante o deslocamento de descida do pistão, esta pressão empurra violentamente o pistão do PMS ao PMI, transmitindo deste modo ao virabrequim uma força motriz favorável à rotação. É o tempo motor, tempo no qual será gerada a energia que movimentará o motor. (Martins, 2011)

**4° TEMPO; DESCARGA:** A poucos instantes antes do pistão atingir o PMI no final do 3° TEMPO, a válvula de descarga começa a abrir-se e os gases queimados podem escapar para o exterior do motor. A expulsão completa realiza-se durante todo o espaço de tempo em que o pistão faz o seu retorno ao PMS. Neste momento a válvula de descarga fecha-se, e a de admissão abre-se e logo em seguida recomeça um novo ciclo. (Martins, 2011)

O ciclo 4 tempos tem as seguintes particularidades; exige duas rotações do virabrequim (720°) e só fornece uma força motriz ao 3° TEMPO, pelo que há necessidade de acionar o motor por meio de uma força exterior. O 1°, 2°, e 4° TEMPOS absorvem energia mecânica, o que obriga o emprego de um volante ligado ao virabrequim.

#### 2.8 Ciclo Termodinâmico

O ciclo ideal para motores alternativos de ignição por compressão é o ciclo Diesel. O motor de ignição por compressão inicia a combustão admitindo apenas ar para dentro do cilindro e o comprime aumentando automaticamente a sua temperatura para níveis acima do ponto de auto-ignição do combustível. A combustão se inicia após o bico injetor pulverizar combustível no cilindro que está com o ar comprimido e quente. (Cengel, et al., 2013)

Como a compressão é feita apenas com o ar no cilindro, fica mais fácil de obter melhores taxas de compressão, sendo a maioria entre 12 e 24. A injeção de combustível começa quando o pistão se aproxima do PMS e se mantém durante a primeira parte do tempo de expansão, tornando a combustão do motor a Diesel mais longo e o aproximando de um processo de fornecimento de calor à pressão constante. Os processos internamente reversíveis do ciclo Diesel são; conforme Figura 2.11.

- 1-2 Processo de compressão isoentrópica;
- 2-3 Processo de fornecimento de calor a pressão constante;
- 3-4 Processo de expansão isoentrópica;
- 4-1 Processo de rejeição de calor a volume constante. (Cengel, et al., 2013)

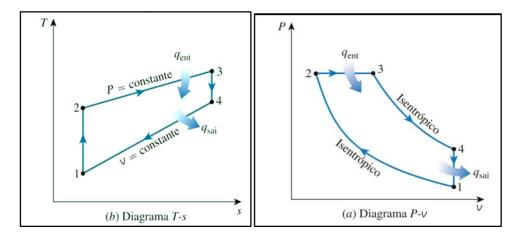


Figura 2.11: Diagramas T-s e P-v do Ciclo Diesel Ideal. Fonte: (Cengel, et al., 2013)

Razão de corte é uma grandeza do motor a Diesel que significa a razão entre os volumes do cilindro após e antes do processo de combustão e é obtido pela Equação 2.1 descrita abaixo. (Cengel, et al., 2013)

$$r_{\mathcal{C}} = \frac{v_3}{v_2}$$
 Eq. 2.1

Através da razão de corte pode-se calcular a eficiência do motor a Diesel com a Equação 2.2.

$$\eta_{t \, Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{(k-1)}} \left[ \frac{r_{c}^{k} - 1}{k \, (r_{c} - 1)} \right]$$
 Eq. 2.2

Os motores do ciclo Diesel são mais eficientes do que os motores do ciclo Otto, pois operam com razões de compressão mais altas e também queimam melhor o seu combustível. Em motores a diesel grandes, a eficiência térmica varia de cerca de 35% até 40%. Assim, o motor Diesel torna-se atraente para aplicações que exigem grandes potências como geradores, caminhões, navios e locomotivas. É bom lembrar que o ciclo Diesel termodinâmico é obtido sob as hipóteses do padrão a ar frio, sendo os resultados diferente de um ciclo diesel real. (Cengel, et al., 2013)

# 2.9 Diferenças Entre o Ciclo Real e Teórico

As diferenças entre o ciclo real e o ciclo teórico Diesel estão na teoria e nos valores das pressões e temperaturas. O ciclo Diesel apresenta semelhança com o ciclo Otto nas diferenças

entre o ciclo real e o teórico como a variação do calor especifico, as perdas de calor e o momento da abertura da válvula. A única diferença que é particular do motor Diesel está na combustão, onde a pressão não é constante no ciclo real. (Prieto, et al., 2007)

No ciclo real, a pressão varia durante o processo de combustão e no ciclo teórico permanece constante, como se pode ver na Figura 2.12 letra A. Uma parte da combustão ocorre a volume constante e a outra parte a pressão constante, sendo bem parecido com o ciclo Otto real. Somente em motores de combustão lenta que se aproxima de um processo teórico, como se pode verificar na Figura 2.12 letra B. (Prieto, et al., 2007)

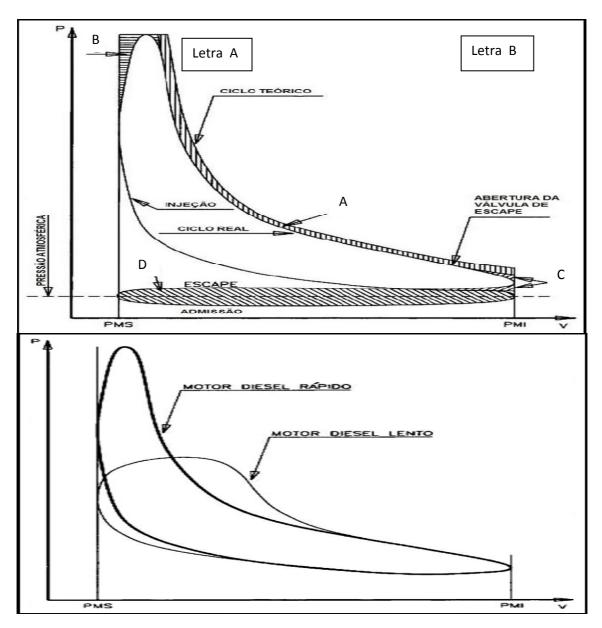


Figura 2.12: Diagrama PxV Ciclo Diesel Real e Teórico. Fonte: (Prieto, et al., 2007)

No ponto B da Figura 2.12-A pode-se verificar a dissociação dos produtos da combustão. O efeito da dissociação é mais importante no motor de ignição provocada do que no motor de ignição por compressão. Isso porque a mistura dos produtos da combustão e o excesso de ar reduzem a temperatura máxima e por consequência, a dissociação dos produtos da combustão.

As perdas por bombeamento são menores no ciclo Diesel, pois não tem obstáculos na admissão do ar como ocorre no ciclo Otto. No motor de ignição por compressão não existe a válvula borboleta, assim, como se pode verificar na letra D da Figura 2.12-A, a área negativa do ciclo Diesel é menor que a do ciclo Otto. O ciclo real dos motores Otto e Diesel são comparados na Figura 2.13. (Prieto, et al., 2007)

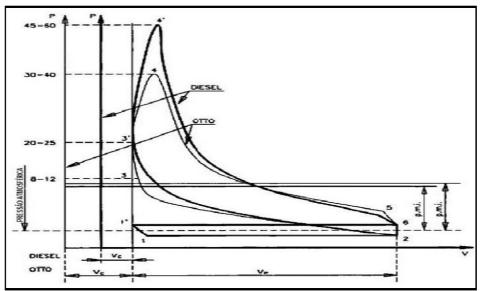


Figura 2.13: Diferenças entre o ciclo real Diesel e Otto. Fonte: (Prieto, et al., 2007)

## 2.10 Taxa de Compressão

A taxa de compressão do ar no cilindro de um motor diesel antes da explosão é muito importante para saber se a quantidade de ar admitido no cilindro é suficiente para que o óleo Diesel queime totalmente na combustão. É importante também ficar atento a essa relação de compressão, pois é através dela que se pode obter temperaturas ideais para o início da combustão e para melhorar a eficiência do motor. (Kates, et al., 2003)

A taxa de compressão de um motor é a relação entre o volume total do cilindro e o volume mínimo. No caso dos motores Diesel, essa razão é maior porque é admitido apenas ar no cilindro, não existindo a possibilidade de combustão em momentos inapropriados,

garantindo uma melhor compressão se comparado com os motores do ciclo Otto, que admitem a mistura de ar e combustível para serem comprimidos. A razão de compressão pode ser obtida pela Equação 2.3. (Kates, et al., 2003)

$$r = \frac{V_{m\acute{a}x}}{V_{min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$
 Eq. 2.3

Os volumes podem ser medidos preenchendo o cilindro com óleo quando o pistão está no ponto morto inferior (PMI), que é o volume máximo do cilindro e quando o pistão está no ponto morto superior (PMS), que é o volume mínimo do cilindro. Por exemplo, em um motor Diesel que tem o volume do cilindro total (máximo) de 1600 centímetros cúbicos e o volume do cilindro mínimo de 100 centímetros cúbicos, a taxa de compressão será de 1600-100, ou seja, 16 para 1. (Kates, et al., 2003)

#### 2.10.1 Pressão média efetiva

A pressão média efetiva é uma pressão teórica que permanecendo sobre o pistão em todo o tempo motor, poderia produzir a mesma quantidade de trabalho líquido que a de um ciclo real. Ela é usada para comparar desempenho de motores alternativos a Diesel de igual tamanho, ou seja, quanto maior a PME, maior será a produção de trabalho líquido. A PME pode ser obtida pela Equação 2.4. (Cengel, et al., 2013)

$$PME = \frac{w_{liq}}{v_{m\acute{a}x} - v_{min}} (kPa)$$
 Eq. 2.4

### 2.10.2 Relação curso/diâmetro

O diâmetro do cilindro pode ser maior ou menor que o curso do pistão. A relação curso-diâmetro é muito importante, pois com maior diâmetro, pode-se aproveitar melhor o espaço para as válvulas, melhorando a admissão e escape dos gases. Quando o curso é igual ao diâmetro, o motor é denominado quadrado e quando o curso é menor que o diâmetro, o

motor é denominado super-quadrado. Os problemas dos motores super-quadrados são a elevada perda térmica, perdas na compressão devido ao tamanho do perímetro e a perda da eficiência na combustão, contudo uma área maior do pistão vai gerar maior força sobre a biela gerando maior torque. (Martins, 2011)

#### 2.10.3 Cilindrada

Os cilindros possuem volumes que são obtidos pela área da sessão transversal multiplicada pelo curso do pistão. A soma de todos os volumes dos cilindros dá-se o nome de cilindrada total e é obtida pela Equação 2.5. (Martins, 2011)

$$V_{cilindrada} = N \left[ \left( \pi \frac{D^2}{4} \right) C \right]$$
 Eq. 2.5

Onde:

N = Número de cilindros do motor

 $\pi = 3,14$ 

D = Diâmetro do cilindro

C = Curso do pistão no interior do cilindro

#### 2.10.4 Potência do motor

A potência é a força aplicada sobre um corpo, fazendo-o deslocar em um determinado intervalo de tempo, ou seja, é o trabalho realizado por unidade de tempo. Quanto maior a potência, maior é a capacidade de atingir maiores velocidades. A potência efetiva ou potência líquida do motor é medida pela rotação do motor e o torque da embreagem, que é o torque gerado no processo de combustão com as perdas por atrito e agregados para o funcionamento. Note que quanto mais rotações um motor realizar em um mesmo intervalo de tempo, mais potência ele irá produzir. A potência máxima efetiva do motor é a potência nominal. As potências podem ser expressas em cv ou HP e podem ser calculadas pela Equação 2.6. (Bosch, 2005)

$$P = M \cdot w = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n$$

Onde:

P é a potência do motor

M é o torque (momento)

w é a velocidade angular do virabrequim

n é a rotação do motor em RPM

### 2.11 Emissões de Escapamento

Quando a combustão é completa e ideal com O<sub>2</sub>, são produzidos apenas H<sub>2</sub>O e CO<sub>2</sub> como resultado final, garantindo uma vida útil maior ao motor, mas, como a combustão não é ideal e utiliza-se o ar atmosférico, o qual contém outros gases, gera outros componentes indesejáveis como hidrocarbonetos não queimados, hidrocarbonetos parcialmente queimados, monóxido de carbono (CO) e produtos de craqueamentos térmicos e derivados.

Os principais componentes dos gases de combustão serão apresentados a seguir.

#### 2.11.1 Gases Não Poluentes

Os componentes não tóxicos são o Nitrogênio que faz parte da composição do ar, vapor d'água e dióxido de carbono, CO<sub>2</sub>, que embora não seja considerado gás poluente é um dos causadores do efeito estufa que está associado à mudança climática global. (Bosch, 2005)

#### 2.11.2 Gases Poluentes

Os componentes tóxicos são menores, e assim como toda a composição do gás de escapamento, variam com o status geracional do motor. Nos motores movidos a diesel dependem da quantidade de ar aspirada. Os principais gases poluentes citados são:

- Monóxido de carbono (CO): É um gás tóxico e imperceptível que mesmo em pequena concentração pode causar a morte.
- Hidrocarbonetos (HC): Estão presentes sob várias formas, há os não queimados como os alifáticos que são inodoros e os aromáticos cíclicos apresentam odor. Os hidrocarbonetos parcialmente queimados possuem odor desagradável e sob a luz solar formam derivados. Todos os tipos de hidrocarbonetos são considerados cancerígenos sob exposição constante. (Bosch, 2005)
- ➢ Óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>): O monóxido de nitrogênio é um gás imperceptível que se transforma na atmosfera em Dióxido de nitrogênio (NO₂) que é um gás venenoso com forte odor e de cor marrom avermelhada, responsável pela formação de chuvas ácidas e "smog" (mistura de nevoeiro com fumaça). (Bosch, 2005)
- ➤ Oxidantes: Formados pela exposição dos Hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio a luz solar são compostos por Peróxidos orgânicos, Peroxi-acetilnitratos e Ozônio (O₃). O ozônio é tóxico e oxidante com odor penetrante, provoca irritação na garganta e no trato respiratório e queimadura nos olhos. Também ajuda na formação de "smog" demonstrado na Figura 2.14. (Bosch, 2005)



Figura 2.14: Formação de smog sobre a Barra da Tijuca, Rio de Janeiro-RJ

➤ Material Particulado (MP): Ocorre quando a combustão não é completa, são formados por partículas de carbono em cadeia, ou seja, fuligem. Hidrocarbonetos não queimados ou queimados parcialmente, aldeídos, combustíveis, aerossóis de graxa e

- sulfatos se unem a fuligem. Os materiais particulados são suspeitos de provocar câncer. (Bosch, 2005)
- ➢ Óxidos de enxofre (SO<sub>x</sub>), são formados pela reação do enxofre existente na composição do óleo diesel. Na atmosfera o SO<sub>x</sub> reage com o vapor d'água formando ácidos que provocam chuva ácida, também é responsável pela ocorrência de corrosão no motor. Os combustíveis diesel tem que atender a exigências de baixo teor de enxofre isto diminui a emissão de SO<sub>x</sub> e a massa de material particulado. (Brunetti, 2013)
- Os gases de escapamento são tipicamente compostos pelos valores mostrados na Tabela 2.1.

**Tabela 2.1:** Composição do gás de escapamento de Diesel (Valores típicos).

Componente do gás de escapamento	Em marcha lenta	No rendimento máximo
Óxidos de Nitrogênio (NO <sub>x</sub> )	50200 ppm	6002500 ppm
Hidrocarbonetos (HC)	50500 ppm	< 50 ppm
Monóxido de carbono (CO)	0,01vol.%0,045 vol.%	0,035 vol.%0,2 vol.%
Dióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> )	3,5 vol.%	1216 vol.%
Vapor de água (H <sub>2</sub> O)	24 vol.%	11 vol.%
Oxigênio (O)	18 vol.%	211 vol.%
Nitrogênio (N)	Resto	Resto
Quantia de fumaça, carro de passeio.	SN ≤ 0,5	SN = 23
Temperatura do gás de escapamento a jusante de válvula de escapamento	100200 ºC	550800 ºC

Fonte: (Bosch, 2005)

# 2.12 Legislação de Controle de Emissão

A legislação brasileira visando controlar as emissões de poluentes pelo escapamento e por evaporações no tanque, prezar o avanço tecnológico do país e promover a adequação do combustível de forma a atender as novas exigências, criou o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores. (PROCONVE-L5, 2002)

### 2.12.1 Limites de Emissões de Poluentes

O PROCONVE propõe valores limites de emissão de poluentes a serem seguidos desde 2009. A Tabela 2.2 cita apenas as normas relativas aos veículos leves de passeio movidos por motores do ciclo diesel. (PROCONVE-L5, 2002)

**Tabela 2.2:** Valores permitidos de 2009 a 2012

<u>=</u>	
Tipo de gás	Quantidade
Monóxido de carbono (CO)	2,0 g/km
Hidrocarbonetos não metano (NMHC)	0,05 g/km
Óxidos de nitrogênio (NO <sub>x</sub> )	0,25 g/km
Material Particulado (MP)	0,05 g/km
Emissões evaporativas	2,0 g/ensaio

Fonte: (PROCONVE-L5, 2002)

Em janeiro de 2013 entraram em vigor novos limites de emissão de poluentes para novos veículos lançados, e a partir de 2014 para todos os modelos comercializados, descritos abaixo na Tabela 2.3.

**Tabela 2.3:** Valores permitidos a partir de janeiro de 2013.

Tipo de gás	Quantidade
Monóxido de carbono (CO)	1,3 g/km
Hidrocarbonetos não metano (NMHC)	0,05 g/km
Óxidos de nitrogênio (NO <sub>x</sub> )	0,08 g/km
Material Particulado (MP)	0,025 g/km
Emissões evaporativas	1,5 g/ensaio

Fonte: (PROCONVE-L6., 2009)

Esta previsto que os fabricantes devam aplicar os fatores de deterioração por oitenta mil quilômetros ou cinco anos e garantir que os limites de emissões de poluição não sejam ultrapassados.

Os veículos deverão ainda possuir um sistema de diagnose a bordo, "On Board Diagnose" (OBD), conectado ao módulo de injeção eletrônica que verifique e informe ao motorista quando o sistema de emissão de gases não estiver funcionando corretamente, armazenar e prover informações quando for necessário. (PROCONVE-L5, 2002)

### 2.12.2 Testes Regulamentados para Emissões

A Resolução CONAMA Nº 418 estabelece critérios para a elaboração do Programa de Controle da Poluição Veicular (PCPV) e para a implantação do Programa de Inspeção e Manutenção de Veículos em Uso (I/M). O PCPV é responsável por indicar quando será necessária a realização do I/M, sua periodicidade e a forma de vinculação com o sistema estadual de registro e de licenciamento de trânsito de veículos.

O I/M tem o objetivo de identificar desconformidades dos veículos em uso. Suas referências são as especificações dos fabricantes, as exigências do PROCONVE e as falhas de manutenção e alteração do projeto original do carro que provoquem aumento da emissão de poluentes.

Os órgãos estaduais e municipais podem criar seus próprios I/M, mas o IBAMA fica responsável pela regulamentação dos procedimentos gerais de inspeção que devem ser seguidos. Com isso, surgiu a Instrução Normativa nº 6 de 08 de Junho de 2010 (IN nº 6), que foi utilizada como base para realização do teste de opacidade do veículo em questão. (CONAMA, 2009)

No brasil, o único teste de emissões de escapamento obrigatório nas vistorias anuais de veículos do ciclo diesel, para emissão do registro nacional de veículos automotores (RENAVAM), é o teste de opacidade, regulamentado pela IN nº 6 de 08 de junho de 2010, do Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA).

Os motores do ciclo Diesel devem ter os limites de opacidade fornecidos pelos fabricantes. Para os veículos que não tiverem os limites estipulados, devem ser seguidos os valores estipulados na Tabela 2.4.

**Tabela 2.4:** Limite de opacidade em aceleração livre de veículos a diesel

Ano-Modelo	Altitude	Opacidade (m <sup>-1</sup> )
1996-1999	Até 350m	2,1
1550 1555	Acima de 350m	2,8
2000 e posteriores	Até 350m	1,7
	Acima de 350m	2,3

Fonte: (CONAMA, 2009)

# 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Os ensaios experimentais foram realizados em um conjunto motor gerador, modelo BD-6500 CFE alocado no Laboratório de Motores do DCTEF. Foram utilizados os dados fornecidos pelo manual do fabricante para realização da pesquisa na etapa teórica e experimental, conforme Tabela 3.1.

Tabela 3.1. Principais características do motor do conjunto BD-6500 CFE

Tipo de Motor	Ciclo Diesel
Número de cilindros	Monocilíndro
Cilindradas	400 cm <sup>3</sup>
Taxa de compressão	19:1
Arrefecimento	Ar
Potência nominal efetiva (Ne)	9,1 HP (6700 W)
Revoluções por minuto (rpm) à Ne	3600
Combustíveis	Óleo Diesel, Biodiesel ou misturas
Formação ar-combustível	Ar admitido pela válvula e injeção direta
	de combustível na câmera
Partida do motor	Manual ou elétrica

Fonte: (Branco, 2008)

# 3.1 Alterações Realizadas no Motor

Para efeito de estudo, o tanque original de combustível foi removido. Dessa maneira, foi possível utilizar o erlenmeyer medidor de consumo volumétrico, Para segurança durante os ensaios, um tubo de aço reto de aproximadamente 1,20 m, com um flexível, foi acoplado no escapamento do motor levando os gases da exaustão para o exterior do laboratório. A Figura 3.1 mostra o motor gerador pronto para ensaios.



Figura 3.1: Motor gerador BP 6500 CFE após modificações. Fonte: Autor

### 3.2. A Bancada Dinamométrica

A bancada dinamométrica instalada no laboratório do DCTEF é responsável por consumir a energia elétrica gerada pelo conjunto motor gerador, criando resistência ao sistema.

O consumo de energia se faz através do uso de dois painéis de lâmpadas do tipo incandescente que estão conectadas à saída de corrente alternada do grupo gerador, agrupados em conjunto de 3 lâmpadas de 200W cada, ligadas em paralelo com interruptor para cada grupo de lâmpadas. Utilizaram-se lâmpadas do tipo incandescente por esta possuir um fator de potência igual a 1. Podendo então medir a potência gerada através da medição da corrente e tensão de alimentação das mesmas. Na Figura 3.2 podemos visualizar os painéis de lâmpadas montados.

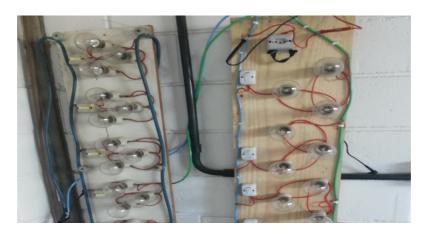


Figura 3.2: Painel de Lâmpadas consumidor de energia. Fonte: Autor

### 3.3 Painel Medidor de Consumo Volumétrico

O painel contém quatro tanques pet de 2 litros. Através de mangueiras, o combustível é levado até o motor passando por um erlenmeyer. O seu fluxo pode ser bloqueado através de válvula para que o motor passe a consumir apenas o conteúdo presente no erlenmeyer (8 ml, 16 ml ou 24 ml). Cronometra-se o tempo gasto e abre-se a válvula novamente para continuar alimentando o motor e re-encher a coluna do erlenmeyer para novo ensaio. A Figura 3.3 mostra o painel do erlenmeyer.



Figura 3.3: Erlenmeyer medidor de consumo volumétrico. Fonte: Autor

# 3.4 O Analisador de Gases

### 3.4.1 Analisador de Gases Tempest 100

O DCTEF possui um analisador de gases Tempest 100, Figura 3.4, que foi utilizado para realização da pesquisa. Com esse analisador é possível medir concentração de diversos gases: O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>, NO<sub>2</sub>, NO e SO<sub>2</sub>. Através de um furo presente no cano do escapamento do motor onde o escoamento de gases já esteja completamente desenvolvido, coloca-se o sensor medidor do aparelho. As leituras são feitas no display digital e/ou impressas.



**Figura 3.4:** Analisador de Gases Tempest 100 e sensor do analisador acoplado no cano do escapamento. Fonte: Autor

### 3.4.2 Analisador de Gases Alfatest Discouvery G4

É um Analisador para 4 gases fabricado pela Alfatest, Figura 3.5, desenvolvido de acordo com as tendências do mercado mundial, combinando alta tecnologia, facilidade de operação e a robustez. Trabalha conectado a um micro computador PC, possibilitando as seguintes leituras:

- CO em % de volume
- CO<sub>2</sub> em % de volume
- O<sub>2</sub> em % de volume
- HC em ppm
- HC corrigido em ppm
- NO<sub>x</sub> em ppm
- Diluição em % de volume







Figura 3.5: Analisador de Gases Alfatest Discouvery G4. Fonte: Autor

# 3.5 Metodologia de Cálculos

#### 3.5.1 Calculo da Potência

A potência elétrica é calculada utilizando os valores das tensões e correntes que são obtidos nos ensaios para fazer uma comparação em termos de rendimento junto ao grupogerador. A equação da potência também foi utilizada para calcular a corrente, a fim de dimensionar os fios de cobre do circuito. Os cálculos foram feitos dividindo a potência de todas

as lâmpadas pelo valor da tensão e a potência de um grupo de lâmpadas pelo valor da tensão. Para que os valores das potências sejam em KW, foi necessário dividir os valores obtidos por mil. Conforme a Equação 2.7.

$$P = V . I$$
 Eq: 2.7

Onde:

P é a potência em W (watts)

V é a tensão em V (volt)

I é a corrente elétrica em A (amperes)

#### 3.5.2 Cálculo de consumo ou vazão

O consumo de combustível foi calculado dividindo o volume consumido pelo tempo gasto para consumi-lo. O volume de combustível que foi analisado nos ensaios foi de 8 ml e o tempo analisado foi em segundos, assim, quanto maior o tempo para consumir os 8 ml de combustível, maior é o rendimento do grupo-gerador. Conforme pode-se ver na equação 2.8 de consumo ou vazão (Q):

$$Q = \frac{V}{t}$$
 Eq: 2.8

Onde:

Q é a vazão em ml/s;

V é o volume consumido em ml;

T é o tempo gasto para consumir o volume em estudo em s.

#### 3.5.3 Cálculo de consumo mássico horário

Para o cálculo de consumo mássico horário foi necessário à densidade do combustível e a vazão ou consumo. O resultado desse cálculo tem como resultante a massa em função do tempo, que foi necessário para o cálculo de consumo horário específico. Utilizou a Equação 2.9 para o cálculo de consumo mássico horário:

$$M=d.Q.3600$$

Eq: 2.9

Onde;

M é o consumo mássico horário em g/h

d é a densidade em g/cm³

Q é a vazão em ml/s

#### 3.5.4 Consumo horário específico

O consumo específico de combustível, é a razão entre a massa de combustível consumida pela potência média dissipada durante um determinado período de tempo. Em outras palavras, o consumo específico de combustível indica qual a massa de combustível necessária para dissipar uma unidade de energia. Ele foi calculado utilizando a Equação 2.10.

$$m = \frac{M}{P}$$

Eq: 2.10

Onde:

m é o consumo horário específico em g/h kW

### 3.5.5 Cálculo do PCI

Obtido através de experimento utilizando um calorímetro, evitando assim erros.

Os valores obtidos estão representados na Tabela 3.2.

**Tabela 3.2:** Valores de PCI e Massa Específica dos combustíveis e mistura utilizado.

Combustível	PCI (J/gr)	Massa Específica (gr/ml)
S10	42,612	0,847
S500	42,791	0,836
F100	43,910	0,768
F20	42,872	0,824

Fonte: Acervo Pessoal

#### 3.5.6 Cálculo do Rendimento Térmico

O rendimento térmico do sistema é a razão entre a quantidade de energia que o sistema gerou pela quantidade de energia disponível. Por meio do rendimento térmico é possível determinar qual das misturas apresentou maior aproveitamento da energia química do combustível. A quantidade de energia disponível foi calculada levando em consideração o PCI de cada uma das misturas. Utilizando-se a Equação 2.11.

$$\eta = \frac{360.000}{PCI.m}$$
 Eq: 2.11

Onde;

PCI é o Poder Calorífico Inferior em J/g.

# 3.6 Tipos de Combustíveis Utilizados nos Experimentos

Nos experimentos utilizamos quatro combustíveis diferentes, sendo eles:

### 3.6.1 Diesel S10

Combustível vendido nos postos de combustível Brasileiros, sendo a mais atual composição de óleo Diesel, onde o mesmo possui 10 ppm de enxofre e 5% de biocombustível conforme determina a legislação atual Brasileira.

#### 3.6.2 Diesel S500

Combustível também comercializado nos postos de combustível Brasileiros, que em futuro será retirado do mercado sendo substituído pelo S10, no S500 a composição de enxofre é de 500 ppm e 5% de biocombustível conforme determina a legislação atual Brasileira.

### 3.6.3 Farnesano (F100)

Biocombustível produzido a partir da cana-de-açúcar, utilizando leveduras geneticamente modificada em laboratório para produção de óleo em sua fermentação, não gerando álcool, após a fermentação passa por um processo de hidrogenização. Por ser um produto de origem vegetal, este é isento de enxofre em sua composição. A este combustível iremos tratar como F100, neste trabalho.

### 3.6.4 Mistura (F20)

Para análise comparativa será feita uma mistura composta de 80% de S10 e 20% de Farnesano, a qual chamaremos neste trabalho de F20, por ter S10 em sua composição o mesmo tem enxofre em sua composição, porém não foi possível medir a proporção.

# **4 RESULTADOS E DISSCUÇÃO**

Foram analisados três combustíveis diferentes e uma mistura, sendo eles:

- Óleo Diesel S10, adquirido em um posto de combustível na cidade de São João Del-Rei MG,
- Óleo Diesel S500, adquirido em um posto de combustível na cidade de São João Del-Rei MG,
- Farnesano, adquirido junto a Amirys, produtora deste combustível na cidade de Campinas SP,
- Mistura de 80% de óleo S10 e 20% de Farnesano.

Realizados os testes utilizando a bancada dinamométrica apresentada no capitulo 3, utilizando para todas as baterias de teste as mesmas condições de carga, ou seja, primeira condição de carga acendendo 4 grupos de lâmpadas contendo cada grupo 3 lâmpadas de 200W totalizando 2.400W; segunda condição de carga acendendo 6 grupos de lâmpadas contendo cada grupo 3 lâmpadas de 200W totalizando 3.600W e terceira condição de carga acendendo 9 grupos de lâmpadas contendo cada grupo 3 lâmpadas de 200W totalizando 5400W; de onde obtivemos os resultados que são aqui apresentados e comentados.

Para todos os testes foi dado um intervalo de 10 minutos entre as medições de forma que o grupo gerador se estabilizasse com a nova condição, permitindo assim leituras confiáveis dos resultados a serem analisados.

Para cada combustível foi feita análise de densidade e foi realizada a medição do PCI a ser utilizado nos cálculos apresentados na tabela.

# 4.1 Apresentação dos Resultados

Os resultados obtidos nos testes foram lançados em planilhas que serviram de base para a geração de gráficos utilizados na análise comparativa dos resultados, os comentários serão realizados juntos com os gráficos, visto que desta forma fica mais fácil o entendimento das análises realizadas.

As tabelas foram representadas somente como forma ilustrativa de onde podem ser colhidas outras informações para melhor esclarecimento.

### 4.1.1 Resultados obtidos com o S10

Os resultados obtidos com o óleo Diesel S10 foram apresentados na Tabela 4.1 para cálculo de potência e consumo.

**Tabela 4.1** Cálculo de potência e consumo para o Diesel S10.

Bateria de Testes	Grupo de 3 lâmpadas acesas	Tempo (s)	Volume (ml)	Consumo (ml/s)	Consumo horário (g/h)	Consumo hor. Espec. (g/(kW.h))	Rendim. Termico (%)	Tensão (V)	Corrente (A)	Potência (kW)
	4	25,00	8	0,320	975,74	468,97	0,180	206	10,10	2,081
1	6	21,40	8	0,374	1139,8	431,94	0,196	182	14,50	2,639
	9	17,40	8	0,460	1401,9	463,48	0,182	152	19,90	3,025
	4	25,20	8	0,317	968,00	476,85	0,177	203	10,00	2,030
2	6	21,80	8	0,367	1118,9	442,70	0,191	178	14,20	2,528
	9	18,00	8	0,444	1355,2	481,76	0,175	145	19,40	2,813
	4	24,80	8	0,323	983,61	507,02	0,167	200	9,70	1,940
3	6	21,80	8	0,367	1118,9	450,91	0,187	176	14,10	2,482
	9	18,20	8	0,440	1340,3	490,72	0,172	143	19,10	2,731
	4	25,000	8,000	0,320	975,78	484,27	0,175	203,0	9,933	2,017
MÉDIA	6	21,667	8,000	0,369	1125,9	441,85	0,191	178,6	14,267	2,549
	9	17,867	8,000	0,448	1365,8	478,65	0,177	146,6	19,467	2,856

A Tabela 4.2 apresenta os resultados obtidos na análise dos gases de escapamento pelo equipamento Tempest 100.

**Tabela 4.2** Análise de gases pelo equipamento Tempest 100 para o Diesel S10.

Emissão de O <sub>2</sub> %	Emissão de CO %	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO (ppm)	NO <sub>2</sub> (ppm)	SO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> %	Temp. ambiente (ºC)	Grupo de 3 lâmpadas acesas	
13,100	0,080	465,000	425,000	40,000	17,000	5,700		4	
11,300	0,060	698,000	627,000	71,000	7,000	7,100		31	6
8,600	0,110	949,000	849,000	100,000	12,000	9,100		9	
12,500	0,060	582,000	508,000	74,000	7,000	6,200		4	
11,100	0,050	736,000	640,000	96,000	1,000	7,200	31	6	
8,700	0,100	956,000	836,000	120,000	7,000	9,000		9	
12,600	0,060	583,000	495,000	88,000	5,000	6,200		4	
11,100	0,050	743,000	635,000	108,000	0,000	7,200	31	6	
8,600	0,110	969,000	839,000	130,000	8,000	9,100		9	
12,733	0,067	543,333	476,000	67,333	9,667	6,033		4	
11,167	0,053	725,667	634,000	91,667	2,667	7,167	31	6	
8,633	0,107	958,000	841,333	116,667	9,000	9,067		9	

Os resultados obtidos na análise de gases do escapamento pelo equipamento Discovery G-4, foram apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 Análise de gases do escapamento pelo equipamento Discovery G-4 para o S10.

#### Discovery G 4 Grupo de 3 lâmpadas Emissão de O<sub>2</sub> % Emissão de CO % NO<sub>x</sub> (ppm) HC (ppm) CO<sub>2</sub> % acesas 4 12,520 0,060 490,000 19,000 6,200 708,000 7,600 6 10,910 0,050 21,000 9 8,260 0,110 962,000 22,000 9,700 4 11,980 0,050 559,000 16,000 6,300 6 10,650 0,050 733,000 18,000 7,600 9 8,340 0,100 951,000 18,000 9,500 4 12,050 0,060 558,000 15,000 6,300 0,050 6 10,700 724,000 16,000 7,500 9 8,420 0,120 943,000 16,000 9,500 4 0,057 535,667 16,667 6,267 12,183 6 10,753 0,050 721,667 18,333 7,567 9 8,340 0,110 952,000 18,667 9,567

#### 4.1.2 Resultados obtidos com o S500

Os resultados obtidos com o óleo Diesel S500 foram apresentados na Tabela 4.4 para cálculo de potência e consumo.

Tabela 4.4 Cálculo de potência e consumo Diesel S500.

Bateria de Testes	Grupo de 3 Iâmpadas acesas	Tempo (s)	Volume (ml)	Consumo (ml/s)	Consumo horário (g/h)	Consumo hor. Espec. (g/(kW.h))	Rendim. Termico (%)	Tensão (V)	Corrente (A)	Potência (kW)
	4	22,20	8	0,360	1084,54	396,25	0,212	230	11,90	2,737
1	6	18,20	8	0,440	1322,90	353,62	0,238	215	17,40	3,741
	9	15,20	8	0,526	1584,00	500,95	0,168	155	20,40	3,162
	4	24,20	8	0,331	994,91	490,22	0,172	205	9,90	2,030
2	6	21,20	8	0,377	1135,70	447,48	0,188	180	14,10	2,538
	9	17,00	8	0,471	1416,28	484,20	0,174	150	19,50	2,925
	4	25,20	8	0,317	955,43	482,64	0,174	202	9,80	1,980
3	6	21,80	8	0,367	1104,44	432,10	0,195	180	14,20	2,556
	9	17,80	8	0,449	1352,63	471,87	0,178	147	19,50	2,867
	4	23,86	8	0,336	1011,626	456,371	0,186	212,3	10,533	2,249
MÉDIA	6	20,40	8	0,395	1187,680	411,066	0,207	191,6	15,233	2,945
	9	16,66	8	0,482	1450,971	485,674	0,173	150,6	19,800	2,985

A Tabela 4.5 apresenta os resultados obtidos na análise dos gases de escapamento pelo equipamento Tempest 100.

**Tabela 4.5** Análise de gases pelo equipamento Tempest 100 para o Diesel S500.

Emissão de O <sub>2</sub> %	Emissão de CO %	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO (ppm)	NO <sub>2</sub> (ppm)	SO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> %	Temp. ambiente (ºC)	Grupo de 3 Iâmpadas acesas
12,300	0,110	473,000	438,000	35,000	33,000	6,400		4
8,900	0,120	901,000	796,000	105,000	19,000	8,900	_	6
7,000	0,720	954,000	864,000	90,000	94,000	10,200		9
11,900	0,120	575,000	486,000	89,000	10,000	6,600		4
10,200	0,070	753,000	643,000	110,000	7,000	7,900	31	6
7,400	0,160	945,000	822,000	123,000	28,000	10,000		9
11,800	0,070	577,000	485,000	92,000	15,000	6,700		4
10,400	0,060	758,000	641,000	117,000	10,000	7,800	31	6
7,500	0,140	956,000	830,000	126,000	30,000	9,900		9
12,000	0,100	541,667	469,667	72,000	19,333	6,567		4
9,833	0,083	804,000	693,333	110,667	12,000	8,200	31,333	6
7,300	0,340	951,667	838,667	113,000	50,667	10,033		9

Os resultados obtidos na análise de gases do escapamento pelo equipamento Discovery G-4, foram apresentados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 Análise de gases do escapamento pelo Discovery G-4 para o S500.

	Discovery G 4											
Grupo de 3 lâmpadas acesas	Emissão de O₂ %	Emissão de CO %	NO <sub>x</sub> (ppm)	HC (ppm)	CO₂%							
4	11,730	0,130	522,000	11,000	6,800							
6	8,270	0,180	881,000	11,000	9,500							
9	5,840	0,590	926,000	5,000	11,200							
4	11,910	0,110	549,000	6,000	6,400							
6	10,090	0,100	747,000	5,000	7,900							
9	7,260	0,240	931,000	5,000	10,200							
4	12,110	0,120	545,000	1,000	6,300							
6	10,440	0,100	730,000	3,000	7,700							
9	7,490	0,210	916,000	1,000	10,000							
4	11,917	0,120	538,667	6,000	6,500							
6	9,600	0,127	786,000	6,333	8,367							
9	6,863	0,347	924,333	3,667	10,467							

### 4.1.3 Resultados obtidos com o Farnesano

Os resultados obtidos com o Farnesano puro foram apresentados na Tabela 4.7 para cálculo de potência e consumo.

**Tabela 4.7** Cálculo de potência e consumo Farnesano (F100).

Bateria de Testes	Grupo de 3 lâmpadas acesas	Tempo (s)	Volume (ml)	Consumo (ml/s)	Consumo horário (g/h)	Consumo hor. Espec. (g/(kW.h))	Rendim. Termico (%)	Tensão (V)	Corrente (A)	Potência (kW)
	4	26,00	8	0,308	850,71	406,78	0,202	194	10,78	2,091
1	6	22,40	8	0,357	987,43	374,74	0,219	170	15,50	2,635
	9	17,80	8	0,449	1242,61	408,08	0,201	150	20,30	3,045
	4	29,00	8	0,276	762,70	405,80	0,202	179	10,50	1,880
2	6	23,40	8	0,342	945,23	365,35	0,224	168	15,40	2,587
	9	18,20	8	0,440	1215,30	407,13	0,201	150	19,90	2,985
	4	30,00	8	0,267	737,28	425,19	0,193	170	10,20	1,734
3	6	23,80	8	0,336	929,34	371,26	0,221	168	14,90	2,503
	9	18,60	8	0,430	1189,16	406,51	0,202	147	19,90	2,925
	4	28,33	8,000	0,283	783,564	412,591	0,199	181,0	10,493	1,902
MÉDIA	6	23,20	8,000	0,345	954,001	370,449	0,221	168,6	15,267	2,575
	9	18,20	8,000	0,440	1215,688	407,242	0,201	149,0	20,033	2,985

A Tabela 4.8 apresenta os resultados obtidos na análise dos gases de escapamento pelo equipamento Tempest 100.

Tabela 4.8 Análise de gases pelo equipamento Tempest 100 para o Farnesano (F100).

Emissão de O <sub>2</sub> %	Emissão de CO %	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO (ppm)	NO <sub>2</sub> (ppm)	SO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> %	Temp. ambiente (ºC)	Grupo de 3 lâmpadas acesas
13,600	0,090	308,000	284,000	24,000	0,000	5,400		4
12,100	0,050	406,000	362,000	44,000	0,000	6,500	22	6
9,500	0,100	579,000	513,000	66,000	1,000	8,400		9
14,500	0,070	227,000	194,000	33,000	0,000	4,700	23	4
12,600	0,050	345,000	300,000	45,000	0,000	6,100		6
9,800	0,080	571,000	495,000	76,000	0,000	8,200		9
14,400	0,070	212,000	175,000	37,000	2,000	4,800		4
12,800	0,060	317,000	269,000	48,000	1,000	6,000	24	6
10,000	0,070	540,000	466,000	74,000	0,000	8,000	=	9
14,167	0,077	249,000	217,667	31,333	0,667	4,967	23	4
12,500	0,053	356,000	310,333	45,667	0,333	6,200		6
9,767	0,083	563,333	491,333	72,000	0,333	8,200		9

Os resultados obtidos na análise de gases do escapamento pelo equipamento Discovery G-4, foram apresentados na Tabela 4.9.

**Tabela 4.9** Análise de gases do escapamento pelo Discovery G-4 para o Farnesano.

Discovery G 4										
Grupo de 3 lâmpadas acesas	Emissão de O <sub>2</sub> %	Emissão de CO %	NO <sub>x</sub> (ppm)	HC (ppm)	CO₂%					
4	13,050	0,080	382,000	17,000	5,600					
6	11,620	0,060	469,000	16,000	6,800					
9	9,710	0,110	563,000	17,000	8,300					
4	14,200	0,080	241,000	14,000	4,900					
6	12,350	0,070	373,000	8,000	6,100					
9	9,350	0,090	594,000	11,000	8,400					
4	14,030	0,090	258,000	9,000	4,800					
6	12,440	0,070	393,000	1,000	6,200					
9	9,460	0,090	585,000	5,000	8,300					
4	13,760	0,083	293,667	13,333	5,100					
6	12,137	0,067	411,667	8,333	6,367					
9	9,507	0,097	580,667	11,000	8,333					

### 4.1.4 Resultados obtidos com a mistura 80% S10 e 20% Farnesano (F20)

Os resultados obtidos com o Farnesano puro foram apresentados na Tabela 4.10 para cálculo de potência e consumo.

**Tabela 4.10** Cálculo de potência e consumo Mistura (F20).

Bateria de Testes	Grupo de 3 Iâmpadas acesas	Tempo (s)	Volume (ml)	Consumo (ml/s)	Consumo horário (g/h)	Consumo hor. Espec. (g/(kW.h))	Rendim. Termico (%)	Tensão (V)	Corrente (A)	Potência (kW)
	4	26,00	8	0,308	912,74	413,21	0,203	199	11,10	2,209
1	6	23,00	8	0,348	1031,79	375,54	0,224	175	15,70	2,748
	9	18,80	8	0,426	1262,30	412,52	0,204	150	20,40	3,060
	4	26,60	8	0,301	892,15	408,49	0,206	195	11,20	2,184
2	6	23,20	8	0,345	1022,90	374,22	0,224	173	15,80	2,733
	9	19,00	8	0,421	1249,01	421,96	0,199	148	20,00	2,960
	4	26,80	8	0,299	885,49	412,82	0,203	195	11,00	2,145
3	6	23,40	8	0,342	1014,15	373,39	0,225	173	15,70	2,716
	9	19,20	8	0,417	1236,00	423,29	0,198	146	20,00	2,920
MÉDIA	4	26,46	8,000	0,302	896,794	411,507	0,204	196,3	11,100	2,179
	6	23,20	8,000	0,345	1022,947	374,382	0,224	173,6	15,733	2,732
	9	19,00	8,000	0,421	1249,103	419,255	0,200	148,0	20,133	2,980

A Tabela 4.11 apresenta os resultados obtidos na análise dos gases de escapamento pelo equipamento Tempest 100.

**Tabela 4.11** Análise de gases pelo equipamento Tempest 100 para a Mistura (F20).

Emissão de O <sub>2</sub> %	Emissão de CO %	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO (ppm)	NO <sub>2</sub> (ppm)	SO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> %	Temp. ambiente (ºC)	Grupo de 3 lâmpadas acesas
13,500	0,080	392,000	360,000	32,000	8,000	5,400		4
12,100	0,050	592,000	528,000	64,000	0,000	6,500	28	6
9,400	0,070	865,000	760,000	105,000	0,000	8,500		9
13,500	0,070	471,000	405,000	66,000	4,000	5,500	29	4
12,100	0,050	632,000	543,000	89,000	0,000	6,500		6
9,700	0,060	875,000	754,000	121,000	0,000	8,300		9
13,500	0,070	465,000	391,000	74,000	5,000	5,400		4
12,200	0,050	613,000	523,000	90,000	0,000	6,500	30	6
9,900	0,060	842,000	723,000	119,000	0,000	8,100		9
13,500	0,073	442,667	385,333	57,333	5,667	5,433	29	4
12,133	0,050	612,333	531,333	81,000	0,000	6,500		6
9,667	0,063	860,667	745,667	115,000	0,000	8,300		9

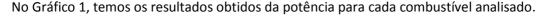
Os resultados obtidos na análise de gases do escapamento pelo equipamento Discovery G-4, foram apresentados na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 Análise de gases do escapamento pelo Discovery G-4 para a Mistura (F20).

Discovery G 4										
Grupo de 3 lâmpadas acesas	Emissão de O <sub>2</sub> %	Emissão de CO %	NO <sub>x</sub> (ppm)	HC (ppm)	CO₂ %					
4	12,930	0,100	391,000	11,000	5,600					
6	11,560	0,070	564,000	10,000	6,700					
9	9,130	0,100	792,000	12,000	8,700					
4	13,050	0,090	434,000	11,000	5,500					
6	11,680	0,070	576,000	11,000	6,600					
9	9,380	0,090	782,000	11,000	8,500					
4	13,040	0,090	411,000	10,000	5,500					
6	11,690	0,080	557,000	9,000	6,600					
9	9,480	0,090	771,000	11,000	8,400					
4	13,007	0,093	412,000	10,667	5,533					
6	11,643	0,073	565,667	10,000	6,633					
9	9,330	0,093	781,667	11,333	8,533					

#### 4.2 Análise da Potência Gerada

Em todos os gráficos apresentados os combustíveis foram representados com as mesmas cores utilizadas nas tabelas apresentadas no item 4.1, de forma a facilitar o entendimento e facilitar a verificação das informações apresentadas.



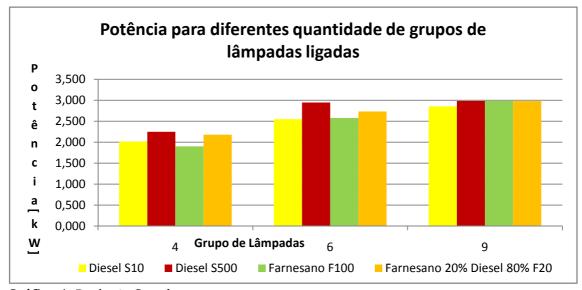


Gráfico 1: Potência Gerada. Fonte: Autor

Observa-se no gráfico que para maiores cargas, próxima a carga máxima suportada pelo equipamento todos os combustíveis tiveram rendimentos muito semelhantes a menor geração do S10 foi da ordem de 4% menor que a maior potência o que estaria dentro de uma margem de erro aceitável para comparação.

Para médias e pequenas cargas houve uma maior diferença na geração de potência da ordem de 14%, tal fato pode ser explicado em parte pelas condições de queima do combustível, uma vez que o motor analisado foi desenvolvido para trabalho com diesel S500, observamos que mesmo sem nenhuma alteração mecânica ou de regulagem de injeção de combustíveis, podemos obter resultados satisfatórios para todos os tipos de combustíveis utilizados.

Nota-se ainda que a mistura F20, obteve excelentes resultados, superando até mesmo os resultados dos combustíveis puro que compõem a mistura, no caso o diesel S10 (80%) e o Farnesano (20%). Isso demonstra que este combustível, a mistura F20, estaria muito bem adaptada para utilização em motores já no mercado, desenvolvidos para o uso do diesel comercializado.

### 4.3 Análise do Consumo horário

Pela análise do Gráfico 2, verificou-se que o Farnesano e o F20, apresentaram o menor consumo para pequenas e médias geração de potência e que a medida que se aumenta a geração de potência o consumo tende para valores próximos.

O Diesel S10 manteve uma linha de consumo sempre superior aos demais combustíveis, isso se justifica por ser dos combustíveis testados o de menores PCI.

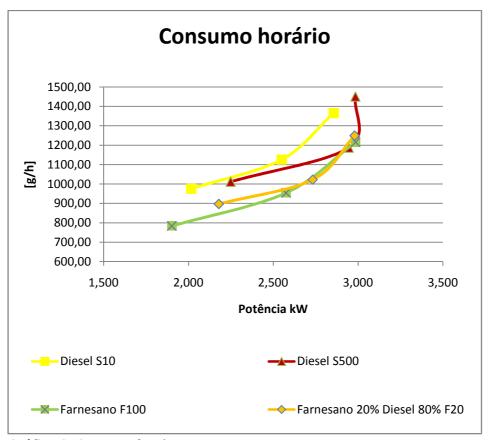


Gráfico 2: Consumo horário. Fonte: Autor

Observou-se também que para o S500 há um aumento de média para alta potência resultando um grande aumento no consumo; isso irá refletir significativamente nas emissões de gases como veremos mais a frente.

### 4.4 Análise do Rendimento Térmico

Para o rendimento térmico a curva característica demonstrou que o melhor desempenho foi para a mistura F20, como pode ser comprovado no Gráfico 3.

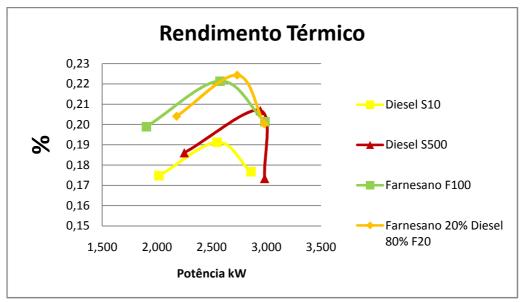


Gráfico 3: Rendimento térmico. Fonte: Autor

Nota que o rendimento da mistura F20 é superior a do Farnesano, que possui um maior PCI e superior ao S10 que o compõe em maior quantidade, inclusive o S10 foi o pior de todos os resultados analisados, tal fato pode ser justificado se considerarmos uma melhor queima do combustível na câmara de combustão.

Essa constatação nos indica que a mistura se adéqua bem as condições de regulagem existente no motor para funcionamento com os combustíveis fósseis comercializados no Brasil sem que para isso sejam realizadas modificações nos mesmos.

# 4.5 Análise dos Índices de Emissão de Gases no Escapamento

#### 4.5.1 O<sub>2</sub> presente no escapamento

Como pode ser visto no Gráfico 4, a quantidade de  $O_2$  presente diminui na medida do aumento da potência, fato este já esperado, pois se tratando de um motor do ciclo Diesel a entrada de ar não possui nenhuma regulagem ou restrição em sua passagem, sendo a potência ou a rotação do motor controlada através da dosagem de combustível fornecido ao motor. Com o aumento da potência gerado pelo aumento do combustível fornecido, necessita-se de mais  $O_2$  para a combustão o que naturalmente irá gerar uma diminuição do  $O_2$  presente no escapamento do motor.

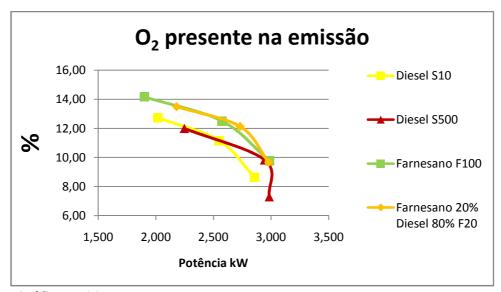


Gráfico 4: 02 presente no escapamento. Fonte: Autor

Podemos verificar que o Farnesano e o F20 possui uma emissão de  $O_2$  quase idêntica; e que o Diesel S500 foi quem obteve a maior queda na emissão de  $O_2$  quando solicitado em alta geração de potência.

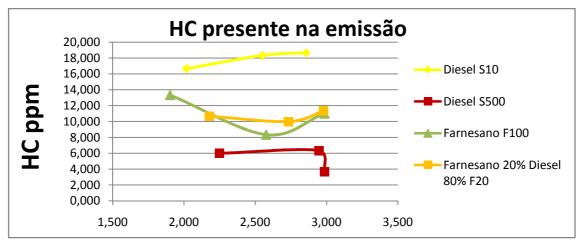
#### 4.5.2 HC presente na emissão

A presença de HC (hidrocarboneto) nos gases emitidos no escapamento significa uma queima incompleta do combustível dentro da câmara de combustão. Sendo assim o ideal é que não se tenha nenhum HC no escapamento, ou que seja o mínimo possível, por se tratar de combustível não queimado, consequentemente, energia sendo desperdiçada.

Nota-se no Gráfico 5 que as curvas são bastante distintas para cada um dos combustíveis testados o que demonstra que cada combustível tem processos de queima bastante diferenciados entre si.

O diesel S500 é o que apresenta o menor índice de emissão de HC, este fato já era esperado visto que este motor foi desenvolvido para o uso desse combustível, ou seja, todos os ajustes foram realizados de forma a atender da melhor maneira possível a combustão do diesel S500.

Fato que chama a atenção é que o S10, combustível lançado no mercado para substituir o S500 a médio ou longo prazo, foi o que apresentou o maior índice de emissão de HC no escapamento, sendo este combustível, entre os testados, que apresenta a maior dificuldade de queima para a condição de regulagem do motor. Tal fato mostra que para uma melhor queima desse combustível se faz necessário um novo ajuste no motor.



**Grafico 5**: HC presente no escapamento. **Fonte**: Autor

O Farnesano já possui uma boa adaptação às condições de regulagem do motor, por ser o Farnesano o que apresenta a segunda menor emissão de HC, perdendo apenas para o S500. Esse fato demonstra que o Farnesano poderia substituir o S500 com facilidade, não precisando nova regulagem no motor.

O F20 demonstrou um fato bastante interessante, sendo ele composto em sua maior parte de S10 (80%) obteve uma redução bastante significativa na emissão de HC, se comparado com o S10, quase equivalente a do Farnesano puro que representa somente 20% de sua composição. Isso é bastante importante pois com uma pequena adição de Farnesano no S10, torna a sua combustão melhor, trazendo para um nível aceitável, para o qual não seria de muita importância a mudança de regulagem do motor para melhorar a combustão.

Esse fato apresentado nos testes do F20 tornaria a mudança do S500 para o S10 mais adequada, se este já viesse com uma mistura de 20% de Farnesano em sua composição original. Uma situação semelhante a que já vivemos hoje com a adição de 5% de biodiesel, possibilitando uma melhora no aproveitamento de energia do combustível.

#### 4.5.3 Análise da emissão de NO<sub>x</sub> no escapamento

A análise dos compostos ligados ao nitrogênio, o monóxido de nitrogênio (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO<sub>2</sub>), embora sejam apresentados separadamente como visto nos Gráficos 6 e 7, são estudados em conjunto sendo representados por NO<sub>x</sub>, isso é possível pela condição de que quando na atmosfera o NO rapidamente se transforma em NO<sub>2</sub>, a principal

razão pela preocupação do estudo do  $NO_x$  é o fato que na atmosfera este  $NO_2$  irá reagir com vapor de água formando o ácido nítrico, um dos componentes formadores da chuva ácida.

É importante lembrar que a formação desse gás é decorrente da grande quantidade de nitrogênio (N) existente no ar atmosférico, sendo assim, não é possível controlar sua entrada na câmara de combustão.

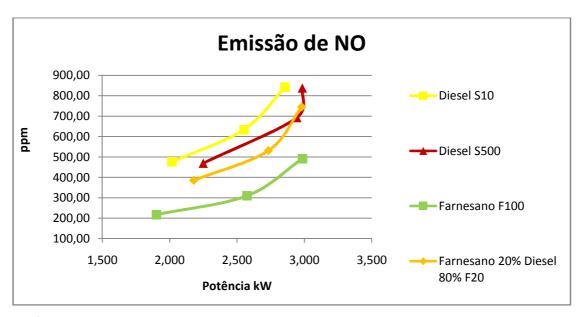
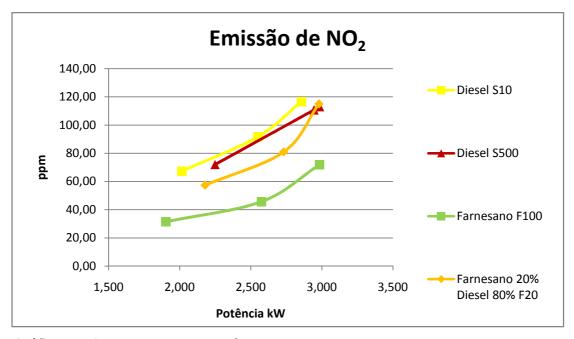


Gráfico 6: NO presente nos gases de escapamento. Fonte: Autor



**Gráfico 7:** NO<sub>2</sub> presente nos gases de escapamento. **Fonte:** Autor

Analisando então o NO<sub>x</sub>, pelas razões já explicadas, podemos ver no Gráfico 8 um crescimento na emissão deste gás com o aumento da potência gerada para todos os combustíveis analisados.

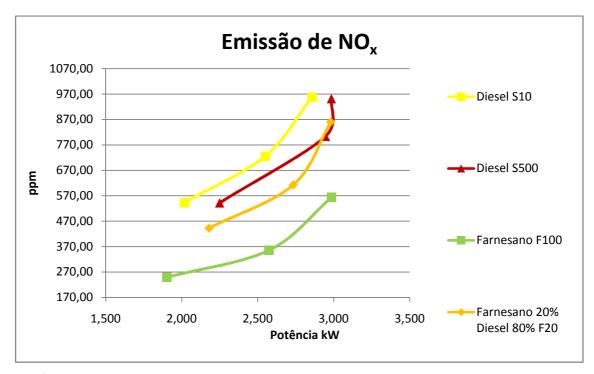


Gráfico 8: NOx presente nos gases de escapamento. Fonte: Autor

Essa semelhança, observada em todos os combustíveis já era prevista pelo fato que a formação deste gás está diretamente ligada à temperatura na câmara de combustão, a formação do gás ocorre em temperaturas acima de 2.000K. Em se tratando de motores Diesel, o excesso de ar em baixas potências diminuem a temperatura da câmara de combustão, dificultando a formação do NO<sub>x</sub>.

Observa-se que o uso do Farnesano é o que menos forma  $NO_x$ , o que caracteriza uma menor temperatura na câmara de combustão e o S10 o que têm a maior formação de  $NO_x$ , a mistura F20 apresenta a segunda menor formação desse gás, o que mais uma vez demonstra ser bastante conveniente o uso da mistura F20, diminuindo a emissão de  $NO_x$ , o que favorece a redução de elementos formadores da chuva ácida.

Podemos atribuir ao Farnesano a característica de diminuir a formação de  $NO_x$ , o que difere do biodiesel que em geral aumenta a formação do  $NO_x$ .

### 4.5.4 Análise da emissão de SO<sub>2</sub> no escapamento

O controle da emissão de  $SO_2$  é bastante relevante, visto que este gás junto com o  $NO_x$ , são os formadores da chuva ácida já mencionada anteriormente, no entanto, vale lembrar que a combinação do  $SO_2$  com vapor de água, forma o ácido sulfúrico ( $H_2SO_4$ ), um ácido extremamente corrosivo.

O controle da formação do  $SO_2$  está ligado ao combustível utilizado, pois, diferente do  $NO_x$  que tem seus elementos formadores no ar atmosférico, o enxofre faz parte da composição do combustível de origem fóssil, como o petróleo de onde é extraído o óleo Diesel.

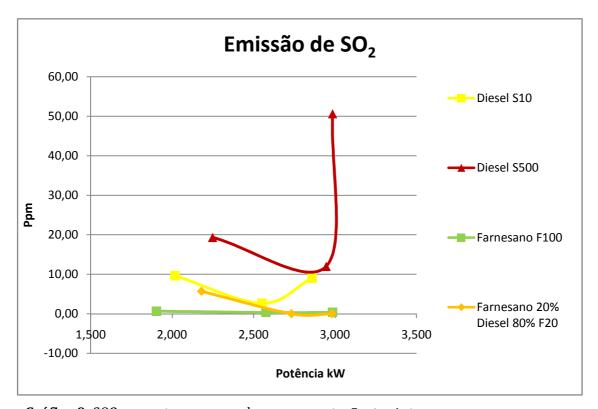


Gráfico 9: SO2 presente nos gases de escapamento. Fonte: Autor

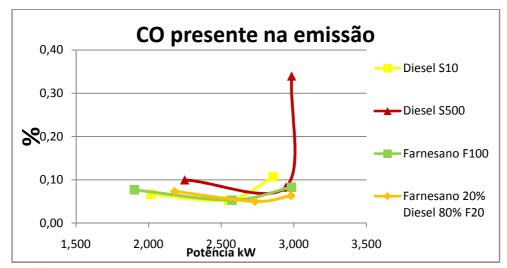
A denominação S10 e S500 se referem à quantidade de enxofre contida no combustível, o que explica com toda clareza o porquê do maior índice de emissão de  $SO_2$  por parte do S500, visto ser este combustível o que contém o maior número de enxofre na sua composição.

Observamos que o Farnesano por ser isento de enxofre não emite SO<sub>2</sub> em nenhuma condição de carga, o que é óbvio, visto que, este não está presente na combustão.

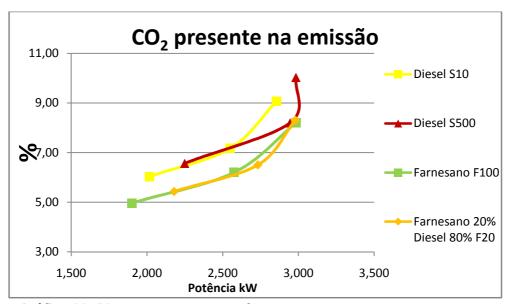
Fato importante é a emissão do  $SO_2$  para a mistura F20, observou-se que somente em baixa potência existe a formação do gás, para média e alta potência a emissão é zerada, essa característica apresentada pela mistura F20, se analisada junto com a formação do  $NO_x$  torna a mistura F20 uma excelente forma de controle da poluição formadora de chuva ácida, acrescentando ainda a observação de que estes resultados foram obtidos utilizando um motor regulado para o funcionamento com o S500, ou seja, sem nenhuma alteração no motor.

### 4.5.5 Análise da emissão de CO e CO<sub>2</sub> no escapamento

Essa análise é conveniente se for realizada em conjunto, já que se referem à eficiência da combustão dentro da câmara de combustão.



**Gráfico 10:** CO presente nos gases de escapamento. **Fonte:** Autor



**Gráfico 11**: CO<sub>2</sub> presente nos gases de escapamento. **Fonte**: Autor

Como pode ser observado nos Gráficos 10 e 11, a emissão de  $CO_2$  aumenta com o aumenta da potência, resultado natural da queima de maior quantidade de combustível, de onde se extrai maior energia para produção da potência necessária.

Nota-se uma curva diferenciada para o S500, onde ocorre um grande aumento na emissão de CO e  $CO_2$  para alta potência. Isto se explica observando que a quantidade de  $O_2$  no escapamento cai de forma significativa, como se vê no Gráfico 4 e também o consumo de combustível aumenta bastante, sendo o maior consumo de todos os combustíveis testados conforme o Gráfico 2. Esse conjunto de fatores representam que para essa condição de alta potência, o motor trabalha com uma mistura rica; essa condição eleva a temperatura da câmara de combustão o que favorece a produção de  $NO_x$  e  $SO_2$  como já foi visto nos gráficos 8 e 9.

Também foi notado que o S10 é o segundo maior produtor de CO₂ para alta potência, visto no Gráfico 11, o que é justificado em função de um maior consumo mostrado no Gráfico 2, sendo que o índice de emissão de CO para pequenas e médias potências apresentadas no Gráfico 10, são próxima para o S10, o Farnesano e a mistura F20.

No caso do Farnesano e F20, seus índices de emissão tanto de CO como de CO<sub>2</sub>, são muito próximos, essa condição já era prevista, uma vez que tanto o consumo, apresentado no Gráfico 2, quanto o rendimento térmico, visto no Gráfico 3, também são bastante semelhantes. Condição que demonstra uma boa queima do combustível dentro da câmara de combustão. Mais uma vez podemos afirmar que a mistura F20, se aplica muito bem aos motores diesel, mesmo os que estão originalmente regulados para o uso do S500.

# **5 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS**

Dentre vários aspectos analisados, alguns podem ser objeto de maiores estudos, dos quais destacamos aqui alguns assuntos observados;

- ➤ Análise de desempenho em motores com alterações de regulagem, visando melhorar o funcionamento com o uso de Farnesano.
- > Teste com motores alimentados com sistema de injeção eletrônica Common Rail.
- Avaliações com motores montados em dinamômetros capazes de manter rotações fixas.
- ➤ Análise das condições de queima na câmara de combustão, com medição de pressão e temperatura.

# **6 CONCLUSÕES**

O presente estudo foi bastante enriquecedor para o conhecimento. A começar pela montagem da bancada dinamométrica, pode se notar que apesar de simples os equipamentos utilizados, estes apresentam resultados bastante confiáveis e de grande valor para o estudo e desenvolvimento de novas tecnologias.

O Farnesano mostrou-se adequado para a utilização em motores do ciclo Diesel sem a necessidade de alterações nas regulagens do mesmo, tal fato já é de grande relevância pois esta condição nos permite conviver com a existência de ambos os combustíveis, podendo o motor ser abastecido com qualquer um deles sem que isso traga prejuízo ao seu desempenho de forma significativa. A utilização de motores alimentados com diferentes combustíveis, chamados de "Motores Flex", é com certeza uma tendência atual.

A potência desenvolvida com o uso de todas as variações de combustível se manteve satisfatória, não ocorrendo variação maior que 14% entre os combustíveis testados, em condição de carga máxima essa variação foi ainda menor em torno de 4%.

O Farnesano apresentou uma característica bastante interessante quando analisado em mistura com o Diesel S10, aqui na proporção de 80% de S10 e 20% de Farnesano, que o uso dessa mistura já nos trouxe grandes vantagens, como por exemplo; a redução significativa na emissão de gases poluentes, em especial o  $NO_x$  e o  $SO_2$ , gases estes que provocam a formação da chuva ácida; no caso do  $SO_2$  para médias e altas potências obteve-se zero de emissão na análise da mistura, o que favorece um processo de transição entre o uso de derivados de petróleo e biocombustíveis. Essa fase de transição é importante visto que o consumo de combustível é grande e até que se tenham usinas preparadas para o fornecimento de biocombustível em quantidade suficiente para atender o mercado de forma satisfatória, pode se fazer o uso de misturas, como as que hoje já estão sendo aplicadas utilizando 5% de biodiesel em todos os diesel fornecidos no mercado pelos postos de combustível do Brasil.

Realça também o fato de que o S10 que vem sendo oferecido como substituição ao S500, se misturado com 20% de Farnesano melhora muito o seu desempenho, não somente ao que se refere à emissão de gases, como também na melhora do fornecimento de potência, visto que a queima fica melhor sem precisar de nenhuma alteração nas regulagens do motor.

Podemos afirmar baseado em todos os resultados apresentados, assim como nas análises realizadas para cada um dos parâmetros em particular, que o Farnesano é uma excelente opção de combustível a ser utilizado como substituição aos combustíveis derivados do petróleo.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis.** LEI № 11.097, DE 13.1.2005. Brasília : s.n., 2005.

Avaliação Global de Desempenho e Emissões de Diesel de Cana-de-açúcar em Serviço Médio. **Sanaiotti, Guilherme N.** Campinas : s.n., 2006.

**Belló, Miguel Ángel Pérez.** *Sistemas Auxiliares del Motor.* Madri : Ediciones Paranifo S.A., 2011. 978-84-9732-863-0.

Biodiesel: parâmetros de qualidade e métodos analíticos. Lôbo, I. P., Ferreira, S. L. e Cruz, R. S. 2009. 6, São Paulo : Quimica Nova, 2009, Vol. 32.

**Bosch, Robert.** *Manual de Tecnologia Automotiva - 25ª edição.* São Paulo : Editora Edgard Blucher Ltda, 2005. 85-212-0378-0.

**Branco, A Cia. Caetano.** Manual de Instruções para Geradores. São José dos Pinhais : s.n., 2008.

**Brunetti, Franco.** *Motores de Combustão Interna - Volume 2.* São Paulo : Editora Edgard Blucher Ltda, 2013. 978-85-212-0709-2.

**Cengel, Yunus A. e Boles, Michael A.** *Termodinâmica 7ª edição.* São Paulo : AMGH Editora Ltda, 2013. 007352932X/9780073529325.

**COMPET.** A saúde da população e a Poluição atmosférica. *Programa Economizar*. 2006.

**CONAMA.** Resolução CONAMA nº 418. *Resolução*. Brasília : s.n., 2009.

**Diesel, Leão.** http://www.leaodiesel.com/. [Online] Leão Diesel. [Citado em: 08 de 01 de 2014.]

Fahim, Mohammed A., Al-Sahhaf, Taher A. e Elkilani, Amal S. Introdução ao Refino de Petróleo. Rio de Janeiro: Elsevier Campus, 2011. 978-85-352-5114-2.

**Kates, Edgard J. e Luck, William E.** *Motores Diesel y de Gas de Alta Compression.* Barcelona : Editorial Reverté, 2003. 84-291-4837-X.

**Martins, Jorge.** *Motores de Combustão Interna (3ª edição).* Porto : Publindústria, Edições Técnicas, 2011. 978-972-8953-85-0.

**MME, Ministério de Minas e Energia.** *Balanço Nacional de Energia - Ano Base 2012.* Brasília : s.n., 2013. 620.9:553.04(81).

**Pareto, Luis.** Formulario de Tecnologia Mecánica . 1 edição. Barcelona : Hemus, 2003. 85-289-0498-0.

Perspectivas históricas de los combustibles diesel basados em aceites vegetales. **Knothe, G. 2001.** 2, s.l. : Revista A&G, 2001, Vol. Tomo XII.

**Pisano, Gary P. e Wagonfeld, Alison Berkley.** *Amyris Biotechnologies: Commercializing Biofuel.* Boston: s.n., 2013.

**Plá, J. A.** Existe viabilidade econômica para o biodiesel no Brasil. *Indicadores Econômicos FEE,.* nº 4, 2005, Vol. 32.

**Prieto, Ismael, Alonso, Manuela e Luengo, J. Carlos.** *Fundamentos de Máquinas Térmicas.* Oviedo : Ediciones de la Universidad de Oviedo, 2007. 84.8317.639.9.

**PROCONVE-L5.** Resolução CONAMA nº 315. *ResoluçãO*. Brasília : s.n., 2002.

PROCONVE-L6. Resolução CONAMA nº 415. Resoluçção. Brasília: s.n., 2009.

**Rache, Marcos.** *Mecânica Diesel - Caminhões - Pick-up - Barcos.* s.l. : Hemus Livraria, Distribuidora e Editora, 2004.

**Ribeiro, Suzana Kahn e Real, Marcia Valle. 2006.** *Novos Combustíveis.* Rio de Janeiro : Eparpers Serviços Editoriais, 2006. 85-7650-69-8.

**Sanz, Santiago.** *Motores Mantenimiento de Vehículos Autopropulsados.* Madrid : Editorial Editex S.A., 2007. 978.84.9771.479.2.

**Silva, Edson da.** *Injeção Eletrônica de Motores Diesel.* São Paulo : Jubela Livros Ltda, 2006. 85-99823-05-1.

Tolmasquim, M. T. Fontes Renováveis de Energia no Brasil. Rio de Janeiro: Interciencia, 2003.