

**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

EDSON AKIRA KAGUE

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA COMBUSTÃO DIESEL-GÁS
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

**Curitiba
2010**

EDSON AKIRA KAGUE

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA COMBUSTÃO DIESEL-GÁS
EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José A. A. Velásquez Alegre

**Curitiba
2010**

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

Parque Tecnológico – Bloco 3 – Térreo

Rua Imaculada Conceição, 1155 – Curitiba / PR

Decano

Prof. Dr. Orlando Maciel Strobel

Coordenador do Programa

Prof. Dr. Nathan Mendes

Secretária

Jane Marques da Rocha

Dissertação defendida e aprovada em **18 de dezembro de 2010**, pela banca examinadora constituída pelos professores:

Prof. Dr. José Antonio Andrés Velásquez Alegre (*Orientador*)

Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PUCPR)

Profa. Dra. Viviana Cocco Mariani

Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PUCPR)

Prof. Dr. George Stanescu

Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (UFPR)

***À Barbara Regina Lopes Costa, minha verdadeira
companheira e grande incentivadora,
dedico este trabalho.***

Agradecimentos

Meus sinceros agradecimentos a todos que me apoiaram e me incentivaram na realização dessa dissertação, com informações valiosas ou pequenas dicas, materiais técnicos e idéias das mais ousadas em busca do tema, também aos que entenderam minhas ausências e acreditaram na viabilidade de desenvolver um tema tão inovador.

São muitas as pessoas às quais faço meus agradecimentos, no risco da omissão de algum nome de igual importância a este trabalho, considere-se vossa pessoa que de alguma forma fora muito importante para os resultados alcançados.

Primeiramente à minha companheira Barbara Regina Lopes Costa, por ser a grande responsável e incentivadora pela realização deste trabalho, sempre compreendendo as minhas ausências e dificuldades. Assim como à minha filha, Rafaela Valentina Costa Kague, que admiravelmente soube se contentar com os meus humildes gestos carinhosos, nos momentos de maior necessidade de dedicação aos estudos, como se seus incompletos três anos de idade fossem suficientes para a compreensão da situação vivida.

Ao meu orientador, Prof. Dr. José A. A. Velásquez Alegre, pela confiança depositada em mim para o estudo de um tema tão inovador, sempre me dando cargas de incentivo e rumo às direções que deveriam ser tomadas.

Aos meus pais, Matsuo Kague e Sumie Kague, a minha mais profunda gratidão pela educação e pelos valores que me foram transmitidos.

À Mahle Powertrain Brasil, empresa onde atuo profissionalmente, por ter reconhecido a importância do tema desenvolvido e, acima disso, ter me incentivado para a realização de pesquisas, proporcionando condições e disponibilidade para a minha dedicação ao tema.

E finalmente aos meus colegas de trabalho, de diferentes empresas, os quais participaram ativamente com discussões técnicas sobre o tema, proporcionando a troca de experiência e a avaliação sobre diversos pontos de vistas para cada um dos fenômenos estudados.

"...Sou um homem de causas. Vivi sempre pregando, lutando, como um cruzado, pelas causas que comovem. Elas são muitas, demais: a salvação dos índios, a escolarização das crianças, a reforma agrária, o socialismo em liberdade, a universidade necessária. Na verdade, somei mais fracassos que vitórias em minhas lutas, mas isso não importa. Horrível seria ter ficado ao lado dos que venceram nessas batalhas".

Darcy Ribeiro, Sorbonne.

Resumo

As preocupações de especialistas referentes ao petróleo como fonte de energia finita e às questões ambientais no que diz respeito às emissões dos gases poluentes, mobilizam o desenvolvimento de tecnologias que reduzam as emissões de poluentes e que utilizem fontes energéticas alternativas. Neste sentido, a tecnologia diesel-gás vem sendo aplicada em motores de combustão interna do ciclo diesel em que o combustível (diesel) pode ser substituído parcialmente por gás natural veicular. O método de injeção por fumigação apresenta-se como a solução mais atraente economicamente, por manter a integridade original do motor diesel e possibilitar o funcionamento apenas em diesel em condições de interesse. Com o objetivo de verificar o comportamento da combustão diesel-gás por fumigação, foi desenvolvida uma pesquisa utilizando o método experimental, fundamentada em análise da literatura, empirismo e estudo experimental, com abordagem quantitativa e qualitativa. O escopo do trabalho foi realizar a conversão de um motor diesel em diesel-gás por fumigação e promover a variação de alguns elementos que possam interferir na combustão do motor, sendo eles: a localização da injeção do gás na linha de admissão do motor (antes e depois do compressor), a temperatura do gás injetado e a relação ar-combustível. Ao final do estudo, foi identificado que o comportamento da combustão, diante das variações impostas, pode ser diferente para as diversas condições de torque, rotação e taxa de substituição do óleo diesel, entretanto, cada condição operacional do motor pode ser explorada individualmente com potencial de redução de consumo do gás natural veicular.

Palavras-Chaves: Motor Diesel-Gás, Conversão Diesel-Gás, Taxa de Substituição Diesel-Gás e Consumo de Gás Natural Veicular.

Abstract

The concerns of experts concerning oil as a finite energy source and environmental issues with regard to emissions of greenhouse gases, mobilize the technologies development to reduce pollutant emissions and to use alternative energy sources. In this sense, the diesel-gas technology has been applied in internal combustion engines, diesel cycle, in which the fuel (diesel) can be partially replaced by natural gas. The method of injection by fumigation is the most attractive solution economically; it maintains the integrity of the original diesel engine and allows the operation only in diesel in interest conditions. Aiming to verify the fumigation diesel-gas combustion behavior, a research was developed using the experimental method, based on literature analysis, empiricism and experimental study with quantitative and qualitative approach. The scope of the work was to convert a diesel engine in fumigation diesel-gas and promote the variation of some elements that might interfere in the engine combustion, they are: the location of the gas injection into the engine intake line (before and after the compressor), the injected gas temperature and the air-fuel ratio. At the end of the study, it was identified that the combustion behavior, faced on imposed changes, can be different for different conditions of torque, engine speed and diesel substitution rate, however, each operating condition of the engine can be explored individually with potential to reduce the natural gas consumption.

Key Words: Diesel-Gas Engine, Dual-Fuel Engine, Diesel-Gas Conversion, Diesel-Gas Substitution Rate and Natural Gas Consumption.

Lista de Figuras

Figura 01 – Diagrama de pressão por ângulo de virabrequim do Diesel-Gás.....	23
Figura 02 – Esquema das instalações com GNV.....	33
Figura 03 – Cilindro de GNV.....	34
Figura 04 – Sistema de válvulas do cilindro de GNV.....	35
Figura 05 – Válvula reguladora de pressão de GNV.....	36
Figura 06 – Arrefecimento da reguladora de pressão de GNV.....	37
Figura 07 – Alimentação 12 Volts da válvula solenóide.....	38
Figura 08 – Acionamento da parada de emergência de GNV.....	38
Figura 09 – Válvula de ajuste de vazão de GNV.....	39
Figura 10 – Injeção de GNV antes do turbo.....	40
Figura 11 – Injeção de GNV depois do turbo.....	41
Figura 12 – Sistema de direcionamento do GNV ao ponto desejado de injeção..	41
Figura 13 – Sistema de aceleração automatizado do dinamômetro.....	42
Figura 14 – Sistema de controle manual para dosagem de diesel.....	42
Figura 15 – Haste do atuador do turbo compressor conectada a <i>waste gate</i>	43
Figura 16 – Filtro de ar do sistema de admissão.....	44
Figura 17 – Motor convertido para funcionamento DG – visão geral.....	45
Figura 18 – Dinamômetro de correntes de Foucault.....	47
Figura 19 – Painel de controle do dinamômetro.....	48
Figura 20 – Tela de monitoramento dos dados do motor.....	48
Figura 21 – Arrefecimento do motor e do dinamômetro.....	50
Figura 22 – Tanque de óleo diesel.....	51
Figura 23 – Condicionamento de temperatura do diesel.....	52
Figura 24 – Balança de combustível diesel.....	53
Figura 25 – Medidor de vazão de ar.....	54
Figura 26 – Medidor de fluxo Coriolis.....	55
Figura 27 – Visor digital do medidor de fluxo Coriolis.....	55
Figura 28 – Sistema de exaustão para o escapamento.....	56
Figura 29 – Encoder.....	57
Figura 30 – Sensor de pressão de combustão.....	58
Figura 31 – Tomada de pressão no tubo de alta pressão de diesel.....	58
Figura 32 – Medição da temperatura e umidade relativa do ar.....	59
Figura 33 – Tomada de pressão e temperatura na entrada de ar.....	60
Figura 34 – Tomada de pressão e temperatura no coletor de admissão.....	61
Figura 35 – Tomada de pressão e temperatura no coletor de escape.....	62
Figura 36 – Tomada de pressão e temperatura no escapamento.....	62
Figura 37 – Tomada de temperatura do óleo diesel.....	63
Figura 38 – Tomada de temperatura na entrada da água de arrefecimento.....	64
Figura 39 – Tomada de temperatura na saída da água de arrefecimento.....	64
Figura 40 – Tomada de pressão da galeria de óleo lubrificante.....	65
Figura 41 – Tomada de temperatura do óleo lubrificante.....	65
Figura 42 – Pressão de combustão – 52 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).....	74
Figura 43 – Pressão de combustão – 52 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).....	74
Figura 44 – Pressão de combustão – 106 Nm @ 1000 rpm (25% substituição)...	75
Figura 45 – Pressão de combustão – 106 Nm @ 1000 rpm (50% substituição)...	76
Figura 46 – Pressão de combustão – 158 Nm @ 1000 rpm (25% substituição)...	77
Figura 47 – Pressão de combustão – 158 Nm @ 1000 rpm (50% substituição)...	78
Figura 48 – Pressão de combustão – 210 Nm @ 1000 rpm (17% substituição)...	79

Figura 49 – Pressão de combustão – 210 Nm @ 1000 rpm (25% substituição)...	79
Figura 50 – Pressão de combustão – 210 Nm @ 1000 rpm (45% substituição)...	80
Figura 51 – Pressão de combustão – 210 Nm @ 1000 rpm (50% substituição)...	80
Figura 52 – Aproveitamento energético do GNV – 52 Nm @ 1000 rpm.....	82
Figura 53 – Aproveitamento energético do GNV – 106 Nm @ 1000 rpm.....	83
Figura 54 – Aproveitamento energético do GNV – 158 Nm @ 1000 rpm.....	84
Figura 55 – Aproveitamento energético do GNV – 210 Nm @ 1000 rpm.....	84
Figura 56 – Aproveitamento energético do GNV – 207 Nm @ 1200 rpm.....	85
Figura 57 – Aproveitamento energético do GNV – 221 Nm @ 2200 rpm.....	86
Figura 58 – Consumo de GNV – injeção antes e depois do turbo.....	87
Figura 59 – Consumo de diesel e GNV – 52 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).....	88
Figura 60 – Consumo de diesel e GNV – 52 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).....	89
Figura 61 – Consumo de diesel e GNV – 106 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).....	89
Figura 62 – Consumo de diesel e GNV – 106 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).....	90
Figura 63 – Consumo de diesel e GNV – 158 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).....	90
Figura 64 – Consumo de diesel e GNV – 158 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).....	91
Figura 65 – Consumo de diesel e GNV – 210 Nm @ 1000 rpm (17% substituição).....	91
Figura 66 – Consumo de diesel e GNV – 210 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).....	92
Figura 67 – Consumo de diesel e GNV – 210 Nm @ 1000 rpm (45% substituição).....	92
Figura 68 – Consumo de diesel e GNV – 210 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).....	93
Figura 69 – Consumo de diesel e GNV – 207 Nm @ 1200 rpm (21% substituição).....	93
Figura 70 – Consumo de diesel e GNV – 207 Nm @ 1200 rpm (53% substituição).....	94
Figura 71 – Consumo de diesel e GNV – 221 Nm @ 2200 rpm (25% substituição).....	94
Figura 72 – Consumo de diesel e GNV – 221 Nm @ 2200 rpm (37% substituição).....	95
Figura 73 – Influência da temperatura do GNV.....	96
Figura 74 – Influência da relação ar-combustível.....	97

Lista de Símbolos

CO – Monóxidos de Carbono

CO₂ – Dióxidos de Carbono

DG – Diesel-Gás

EGR – Sistema de Recirculação de Gases do Escape

GNL – Gás Natural Liquefeito

GNV – Gás Natural Veicular

HC – Hidrocarbonetos

HPDI – *High Pressure Direct Injection*

LED – *Light-emitting Diode*

MCI – Motor de Combustão Interna

NMHC – Hidrocarbonetos Não Metano

NO_x – Óxidos de Nitrogênio

PM – Material Particulado

PMS – Ponto Morto Superior

PROCONVE – Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores

TAI – Temperatura de Auto Ignição

SUMÁRIO

1	Introdução	4
1.1	Apresentação do problema	4
1.2	Objetivo e justificativa do estudo	7
1.3	Delimitação do estudo	8
1.4	Metodologia	9
1.4.1	Tipo de pesquisa	10
2	Tecnologia Diesel-Gás	12
2.1	Utilização do Gás Natural Veicular no motor diesel	12
2.2	Sistemas de motores Diesel-Gás	16
2.3	Princípio de funcionamento do motor Diesel-Gás por fumigação	20
2.4	Característica da combustão no motor Diesel-Gás por fumigação	21
2.5	Propriedades do Gás Natural Veicular	24
2.6	Emissões do motor Diesel-Gás por fumigação	25
2.7	Detonação no motor Diesel-Gás por fumigação	28
2.8	Alteração do avanço da piloto no motor Diesel-Gás por fumigação	31
3	Materiais e Métodos	33
3.1	Conversão do motor diesel para funcionamento em DG	33
3.1.1	Cilindro de GNV	34
3.1.2	Válvula reguladora de pressão de GNV	35
3.1.3	Arrefecimento da válvula reguladora de pressão de GNV	36
3.1.4	Parada de emergência da reguladora de pressão de GNV	37
3.1.5	Ajuste de vazão de GNV	39
3.1.6	Posicionamento da injeção de GNV na admissão de ar do motor ..	40
3.1.7	Sistema de aceleração do motor	41
3.1.8	<i>Waste gate</i> do turbo compressor	43
3.1.9	Motor convertido – visão geral	44
3.2	Equipamentos de medição e suporte aos testes	46
3.2.1	Dinamômetro	46
3.2.2	Painel de controle do dinamômetro	47
3.2.3	Sistema de aquisição dos dados do dinamômetro	48

3.2.4	Sistema de aquisição dos dados da combustão	49
3.2.5	Arrefecimento do motor e do dinamômetro	49
3.2.6	Tanque de óleo diesel	50
3.2.7	Condicionamento de temperatura do diesel	51
3.2.8	Medidor de vazão de diesel	52
3.2.9	Medidor de vazão de ar	53
3.2.10	Medidor de vazão de GNV	54
3.2.11	Sistema de exaustão para o escapamento	55
3.3	Instrumentação do motor	56
3.3.1	Posição angular do virabrequim	56
3.3.2	Pressão na câmara de combustão	57
3.3.3	Pressão na linha de alta pressão de óleo diesel	58
3.3.4	Ar ambiente	59
3.3.5	Entrada de ar	59
3.3.6	Coletor de admissão	60
3.3.7	Coletor de escape	61
3.3.8	Escapamento	62
3.3.9	Temperatura do diesel	63
3.3.10	Água de arrefecimento	63
3.3.11	Óleo lubrificante	64
3.4	Procedimento experimental	66
3.4.1	Determinação e obtenção da taxa de substituição	66
3.4.2	Comparativo: operação diesel e DG	67
3.4.3	Comparativo: injeção de GNV antes e depois do turbo	68
3.4.4	Comparativo: variação na temperatura do GNV	68
3.4.5	Comparativo: mudança da relação ar-combustível	69
4	Análise e Discussão dos Dados	71
4.1	Combustão Diesel-Gás	72
4.2	Taxa de substituição	81
4.3	Injeção de GNV antes ou depois do turbo compressor	86
4.4	Influência da temperatura do GNV	95
4.5	Influência da relação ar-combustível	96

5 Conclusão	98
Referências	101
Anexos	105

Capítulo 1

Introdução

1.1 Apresentação do problema

Um assunto que vem tomando forte vulto em congressos, seminários e encontros, relacionados à área ambiental, de motores e de combustíveis, é a utilização das fontes de energia alternativa disponíveis para a aplicação em motores de combustão interna (MCI). As preocupações dos especialistas se fundamentam no fato de que o petróleo é fonte de energia finita. Os pesquisadores são mobilizados a desenvolverem tecnologias menos prejudiciais ao meio ambiente e que utilizam fontes energéticas alternativas, visando abranger as questões ambientais no que dizem respeito à diminuição das emissões de gases poluentes.

O biodiesel e o gás natural vêm se destacando entre alternativas, vistos como fonte de energia renovável (no caso do biodiesel) e ecologicamente mais corretas. O biodiesel, ainda com modesta utilização, vem passando por inúmeros testes de pesquisa e desenvolvimento. O gás natural veicular (GNV) já é produto de consumo e a cada ano, sua utilização tem sido aumentada exponencialmente na participação da frota brasileira.

Segundo M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005) um dos primeiros benefícios do uso de GNV como combustível veicular é o expressivo potencial de redução nas emissões dos gases poluentes do motor, como os óxidos de nitrogênio (NOx) e o material particulado (PM).

Atualmente muitos táxis em circulação e até veículos particulares são movidos a GNV, estes adaptados a partir de um motor originalmente do ciclo Otto. A questão ambiental e a relação custo benefício são os fatores impulsionadores para este cenário. É pertinente comentar que o público mais atraído por esta solução é formado pelos usuários de veículos automotivos que acumulam bastante quilometragem em pouco tempo. A opção de possuir um veículo movido a GNV também é interesse dos proprietários de veículos equipados com motor diesel.

A técnica de utilização do GNV em motores do ciclo Otto é um assunto bem explorado e documentado, sendo considerado um sucesso no mercado automobilístico. Fato este que não ocorre com a utilização do GNV em motores diesel, talvez pela complexidade do sistema ou pelas dificuldades de controle da combustão, mas que por sua vez vem ganhando força nos últimos anos.

Alguns fatores apresentados, em resultados de testes, incentivam o investimento para a utilização do GNV no motor diesel. Resultados comparativos mostraram que o motor diesel, se convertido para uso exclusivo de GNV (ciclo Otto), apresenta uma perda significativa da potência, fato que não ocorre se convertido para diesel-gás, outra vantagem é poder continuar operando apenas em diesel, em situações especiais, quando o motor apresenta baixo rendimento em diesel-gás. (ANDRÉ *et al.*, 2007). Em contra partida, MAURO JUNIOR E ALMEIDA (2006) defendem que a grande vantagem do motor diesel convertido para operar exclusivamente com GNV, no ciclo Otto, é a considerável economia de combustível comparado ao ciclo diesel-gás, por não depender do uso de óleo diesel. Além disso, eles complementam que devido a troca do eixo comando de válvulas, que acontece no processo de conversão, o motor diesel convertido para o uso dedicado de GNV apresenta menores emissões de monóxido de carbono além de tornar possível o uso de catalisadores específicos para motores Otto, o que resulta em uma considerável redução de emissões de poluentes. Por fim, com base na pesquisa realizada sobre o custo da utilização do GNV de forma flexível em ônibus urbano, AVILA (2009) conclui que no cenário levantado durante sua pesquisa o uso do GNV em ônibus é favorável, sendo que as vantagens econômicas referentes ao sistema flexível se sobrepõem ao sistema não flexível.

O motor diesel operando com GNV, neste estudo denominado de motor diesel-gás (DG), já possui exemplares em circulação, porém ainda há aspectos que podem ser melhorados. A empresa ENERGY CONVERSIONS INC. (2007) revela que fatores como o avanço da injeção diesel, a taxa de compressão, a configuração do turbo compressor, a relação ar-combustível, a pressão após o compressor, a temperatura de combustão, a temperatura ambiente e a quantidade da injeção piloto diesel, interferem no limite para a ocorrência da detonação. E com a interação existente

entre essas variáveis, torna-se difícil determinar a máxima taxa de substituição do diesel pelo GNV nas diferentes rotações de plena carga do motor.

A detonação encontrada nos motores DG apresentou-se como o principal obstáculo nos desenvolvimentos relatados em artigos científicos publicados por instituições de pesquisa e empresas do ramo, como: M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005), ENERGY CONVERSIONS INC. (2007), SELIM (2004), NWAFOR (2002) e SHENGHUA et al., (2003). Dentre os tipos de construção DG, encontrados na literatura, há os de injeção direta de GNV, tomando por base GENERAC POWER SYSTEMS, INC (2003) e WELCH; OUELLETTE, 2002, entre outros e os de injeção indireta, também conhecidos como injeção por fumigação, apresentados por DIESEL GAS INTERNATIONAL LTD. (2007), HAIGHT (2002), PEREIRA *et al.* (2004), MARIA NYSTRAND (2006) etc. Os motores DG de injeção direta não apresentaram problemas com detonação. Tais motores têm maior custo e particularidades específicas que não permitem o motor operar somente em diesel, caso ocorra a falta do GNV. Por outro lado, os motores DG de injeção indireta de GNV, que apresentaram detonação, compõem-se de uma configuração semelhante ao motor diesel tradicional, permitindo a utilização da configuração atual do motor diesel com os seus respectivos injetores, proporcionando menor custo de desenvolvimento e do produto final, sendo esta a configuração que será analisada e experimentada neste trabalho. OUELLETTE (2000) corrobora: *“Com injeção direta, não há chances de detonação, um problema que tem limitado o desempenho dos motores pesados convertidos para gás natural usando métodos de fumigação.”*

Diante de tais situações surge o interesse desse pesquisador acadêmico na busca de um melhor entendimento da combustão DG. Neste trabalho, serão apresentadas as influências, para o motor DG, resultantes da variação da posição de injeção de GNV, da temperatura do GNV e da relação ar-combustível admitida pelo motor, em diferentes regimes de funcionamento do motor, visando responder a pergunta: Como se comporta o motor DG por fumigação diante da variação da posição de injeção de GNV, da temperatura do GNV e da relação ar-combustível admitida pelo motor?

1.2 Objetivo e justificativa do estudo

Este estudo vem ao encontro à atuação profissional deste pesquisador acadêmico como engenheiro de desenvolvimento de motores. Além disso, conhecer e entender a combustão DG por fumigação auxiliará no desenvolvimento de hipóteses para futuros estudos e no aperfeiçoamento da técnica de controle desta combustão.

A pesquisa teve como objetivo desenvolver uma base experimental para possibilitar a realização de pesquisa em motor DG e verificar o comportamento da combustão DG por fumigação diante da variação de alguns elementos possíveis de serem alterados em um motor DG.

Para alcançar o objetivo proposto, foram estudados os seguintes elementos:

- Localização da injeção de GNV (antes ou depois do turbo);
- Temperatura do GNV;
- Relação ar-combustível.

Ao decorrer deste trabalho, os termos ‘antes do turbo’ e ‘depois do turbo’ serão utilizados por diversas vezes ao se tratar da localização da injeção do GNV. Nesse caso, subentende-se que a injeção do GNV está sendo feita antes ou depois do compressor do turbo.

A injeção mono-ponto do GNV nos motores DG por fumigação foi apresentada por GENERAC POWER SYSTEMS, INC. (2003), HAIGHT (2002) e PEREIRA *et al.* (2004), na configuração em que a injeção de GNV ocorre antes do turbo. Outros autores como DIESEL GAS INTERNATIONAL LTD. (2007) e CLEAN AIR POWER (2007) apresentaram a configuração em que a injeção de GNV ocorre depois do turbo. As duas configurações foram avaliadas e comparadas experimentalmente. O resultado esperado seria que não existissem diferenças significativas na combustão DG quando comparadas essas duas configurações.

Para a utilização no motor, o GNV é armazenado em um reservatório que quando cheio atinge pressão próxima de 220 bar. A pressão neste reservatório é reduzida à medida que o GNV é consumido, até atingir pressão próxima de 8 bar. A pressão de trabalho (após a válvula redutora de pressão) é de aproximadamente 8 bar e este

processo de descompressão interfere na temperatura do GNV fornecido ao motor. A proposta foi de estudar a influência da variação desta temperatura do GNV na combustão DG, levando em conta que a temperatura do GNV afeta diretamente a temperatura da mistura ar+GNV a ser admitida pelo motor.

O motor diesel normalmente trabalha com a relação ar-combustível contendo mais ar do que a quantidade estequiométrica da mistura (mistura pobre). A relação ar-combustível foi alterada a fim de avaliar a sua influência na combustão DG, sendo que o esperado era que a combustão DG fosse melhor com uma mistura menos pobre do que a utilizada na combustão diesel. O benefício esperado, pela diminuição da quantidade de ar da mistura, justificaria o uso da borboleta que é introduzida, na linha de admissão de ar do motor, durante a conversão do motor diesel para DG, com alguns kits de conversão, como é o caso da DIESEL GAS INTERNATIONAL LTD. (2007) que ao apresentar o seu produto, relata a existência de um 'módulo borboleta'.

1.3 Delimitação do estudo

A pesquisa experimental realizada neste trabalho consistiu em transformar um motor diesel, turbinado, sem sistema de resfriamento do ar após o turbo, para operar em DG por fumigação com injeção mono-ponto de GNV.

Era esperado que, em princípio, a substituição parcial do diesel por GNV fosse possível em qualquer condição de operação do motor, sem a necessidade de ajustes adicionais. Entretanto, pelo fato do motor não ter um sistema de resfriamento do ar após o compressor e a estrutura experimental montada não possuir um sistema de monitoramento ideal para a detecção da ocorrência do fenômeno de detonação, por precaução, a taxa de substituição máxima foi limitada ao valor de 53% durante os testes.

O sistema desenvolvido para realizar a injeção de GNV, teve a vazão limitada à máxima permitida pela válvula de ajuste de vazão de GNV, sendo assim, em rotações acima de 1200 rpm não foi possível realizar a taxa de substituição de 53%, por limitação da vazão do GNV.

1.4 Metodologia

Dentro do escopo deste trabalho inclui-se a conversão de um motor diesel para operar em modo DG, a fim de possibilitar a avaliação dos resultados obtidos com a variação dos parâmetros apresentados no item 1.2, que podem interferir na combustão DG.

Para atingir os objetivos deste estudo, o trabalho foi estruturado em cinco capítulos, explicados a seguir:

- 1) No primeiro capítulo é feita a introdução ao tema com uma visão geral da aplicabilidade e vantagens da tecnologia DG e as motivações para este trabalho;
- 2) No segundo capítulo é apresentada a tecnologia DG, mostrando o estado da arte. As informações disponibilizadas foram frutos de pesquisa bibliográfica, fundamentadas em análise da literatura relacionada a essa tecnologia. Este capítulo está dividido em tópicos, trazendo dados sobre: a utilização do GNV no motor diesel; os sistemas de motores DG; o princípio de funcionamento do motor DG por fumigação; a característica da combustão no motor DG por fumigação; as propriedades do GNV; as emissões do motor DG por fumigação; a detonação no motor DG por fumigação; e a alteração do avanço da injeção piloto no motor DG por fumigação.
- 3) No terceiro capítulo está descrito tanto o processo de conversão do motor diesel em DG, como a instrumentação e os equipamentos utilizados para a realização dos experimentos. Nesse capítulo são explicados todos os procedimentos experimentais adotados durante os testes, para a obtenção de cada estudo comparativo realizado.

Os testes e estudos comparativos realizados e apresentados neste trabalho compreendem:

- Substituição de parte do diesel por GNV;
- Análise da combustão diesel e DG;
- Injeção do GNV antes e depois do turbo;
- Variação da temperatura do GNV;
- Variação da relação ar-combustível, através da abertura do *waste gate* do turbo compressor.

4) No quarto capítulo são feitas as análises e as discussões dos dados levantados.

5) No quinto capítulo são inseridas as conclusões.

1.4.1 Tipo de pesquisa

A pesquisa foi desenvolvida utilizando o método experimental que consistiu em submeter o motor, em operação DG por fumigação, à influência da variação de parâmetros que possam interferir na combustão. Para SAMPIERI *et al.* (2006) a essência do estudo experimental é a manipulação intencional de uma ou mais variáveis para analisar seus possíveis resultados.

O propósito maior deste estudo foi entender as reações do motor quando submetido às variações dos parâmetros pesquisados. Para possibilitar tais manipulações e permitir analisar as reações, foi necessário compreender as principais características de funcionamento do motor em operação DG. Sendo assim, o estudo fundamentou-se em:

- Análise da literatura (livros, periódicos, anais de congressos, internet, dissertações e teses envolvendo estudos com o motor DG) com vistas a consolidar o marco teórico necessário à continuidade deste estudo;
- Empirismo com base na vivência profissional adquirida pelo pesquisador, em contato com motores Diesel e DG, o que contribuiu no direcionamento para a conversão do motor e na elaboração de hipóteses de resultados;
- Estudo experimental com enfoque misto, seguindo as orientações de SAMPIERI *et al.* (2006): o enfoque misto reúne uma quantidade de dados tal que permite maior compreensão dos fatos e ajuda a clarificar o problema. A abordagem quantitativa dimensionará as variações apresentadas pelo motor e a abordagem qualitativa permitirá interpretar as tendências que o motor pode apresentar ao serem manipulados os parâmetros estudados;
- Análises correlacionais que, segundo os autores supracitados, *“tem como propósito conhecer a relação que existe entre dois ou mais conceitos, categorias ou variáveis em um contexto em particular”* (pag. 105),

promovendo ao trabalho a correlação dos comportamentos do motor perante a variação dos parâmetros estudados.

A análise da literatura, o empirismo e o estudo experimental visaram responder o problema deste estudo. Após a coleta e tabulação dos dados, foram confrontados todos os resultados obtidos pelas abordagens quantitativa e qualitativa, para somente assim, iniciar as análises correlacionais, bem como cumprir os objetivos propostos e gerar conclusões necessárias.

Capítulo 2

Tecnologia Diesel-Gás

2.1 Utilização do Gás Natural Veicular no motor diesel

Por se tratar de assunto inovador no mercado brasileiro, a definição do sistema DG apresenta algumas polêmicas quanto à utilização do termo 'Flex'. Com base nas nomenclaturas em inglês 'Bi-Fuel' e 'Dual Fuel' se torna importante explicar alguns aspectos dos diferentes sistemas que envolvem mais de um tipo de combustível.

O termo em inglês 'Bi-Fuel' é usado quando é possível utilizar dois tipos de combustíveis 'alternadamente' e não misturados. *"Bi-fuel são motores do ciclo Otto (ignição iniciada por centelha) que operam tanto em gás natural como em gasolina. O motor a gás natural bi-fuel mantém dois sistemas de abastecimento no veículo: um sistema de gás natural assim como um sistema de gasolina."* (THE EUROPEAN NATURAL GAS VEHICLE ASSOCIATION, 2001).

O termo em inglês 'Dual Fuel' é usado quando dois combustíveis são utilizados simultaneamente, durante o processo de combustão do motor, independente se os combustíveis são provenientes de sistemas separados de abastecimento ou de um único reservatório, contendo uma mistura dos combustíveis. Além da possibilidade de funcionar com a utilização de dois combustíveis simultaneamente, para atender a classificação de 'Dual Fuel' o sistema obrigatoriamente tem que possibilitar a utilização exclusiva do combustível original do motor, se necessário. *"Motores dual fuel a gás natural são baseados na tecnologia diesel. O combustível primário é o gás natural, mas eles são projetados para operar simultaneamente com diesel como um recurso de ignição 'piloto' (ignição por compressão e não com uma vela de ignição). Estes motores, também, podem operar com 100% de combustível diesel."* (THE EUROPEAN NATURAL GAS VEHICLE ASSOCIATION, 2001). Ainda no conceito de 'Dual Fuel', M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005) corrobora: *"Veículos dual fuel diesel/ gás natural não deveriam ser confundidos com gás natural com ignição piloto diesel. Na verdade em um sistema de ignição piloto diesel, apenas uma pequena quantidade de combustível diesel é dosada no interior do cilindro e a maior parte da*

potência é derivada da ignição do gás natural. Esses motores não podem operar usando combustível diesel sozinho.”

No entanto, a empresa americana GENERAC POWER SYSTEMS, INC. (2003) descreve uma visão oposta às apresentadas, referente ao seu sistema de fumigação para motores que operam em diesel e gás natural: *“Generac usa o termo bi-fuel para a combustão simultânea de dois combustíveis no motor.”*

O termo ‘Flex’ foi adotado no Brasil para os motores que, por sua vez, podem operar com dois diferentes combustíveis, sendo estes o álcool e a gasolina, no ciclo Otto. Nessa versão, além de ser possível a utilização do veículo somente com a gasolina ou com o álcool, também é possível a utilização da mistura de ambos, até porque o reservatório de combustível é único. Com a introdução da tecnologia DG no Brasil, a imprensa referencia o sistema como ‘flex para caminhões’, como é o caso do jornal O Estado de São Paulo (OESP), da Revista AutoData, do jornal Gazeta Mercantil, Portal dos Metalúrgicos do Brasil, Revista Ônibus, entre outros veículos de comunicação.

No Brasil, as empresas que prometem o lançamento do sistema, já apresentaram seus produtos. As sistemistas Bosch e Delphi se pronunciaram e nomearam seus sistemas como DG Flex e Multifuel respectivamente.

O sistema DG Flex da Bosch consiste em um kit de conversão a ser aplicado em motores originalmente diesel, tornando possível a utilização de GNV. Segundo AUTODATA (2006), a Bosch prometia lançar, no primeiro trimestre de 2007, com o custo estimado em R\$ 30.000,00 o kit instalado. Algumas simulações apontaram uma redução de 30% do custo do quilômetro rodado, possibilitando o retorno do investimento de doze a dezoito meses, dependendo da utilização do veículo. O sistema é gerenciado por uma unidade de comando eletrônico, de fabricação nacional, que opera todo o sistema, composto basicamente por um medidor de temperatura e pressão, uma borboleta e uma válvula de gás. A utilização de GNV pode chegar a até 72% em trânsito urbano. BOSCH (2006) complementa expondo que a calibração do sistema garante o mesmo torque e desempenho do veículo nos diferentes regimes de trabalho do motor. O GNV é misturado ao ar no coletor de

admissão e o motor pode passar a operar em modo diesel, em caso de ausência do GNV.

O sistema Multifuel da Delphi também consiste em um kit que converte o motor diesel em DG. Com o lançamento que estava previsto para 2007, o custo para a conversão poderia chegar até US\$ 20.000,00, dependendo do peso do material utilizado no cilindro de armazenamento do GNV. Com a utilização do kit, a empresa anunciava redução de 30% nas despesas com combustível, prevendo retorno do investimento em um ano. Os testes realizados pela empresa mostraram que o veículo não perdeu potência, apresentou menor ruído do que a operação diesel, diminuiu a emissão de NOx e a fração correspondente ao GNV pode chegar a 90%. (OLIVEIRA, 2006).

Pesquisas acadêmicas, no Brasil, também foram realizadas utilizando o motor diesel convertido em DG. A pesquisa realizada por PEREIRA *et al.* (2004), que considera a operação como bi-combustível, revela que a substituição do diesel por GNV atingiu taxas superiores a 90% em condições de plena carga, além de reduzir em aproximadamente 70 °C a temperatura de escape. Já no trabalho realizado por SCHLOSSER *et al.* (2004), o autor, que usa o termo bicomcombustível, declara que as melhores substituições encontradas foram de 78% e 70% e cita TAYLOR (1971) ao afirmar que *“motor bicomcombustível é aquele que trabalha simultaneamente com dois combustíveis.”*

A empresa neo-zelandesa Diesel Gas International Ltd., também, apresentou resultados no Brasil. Em painel de debates sobre Gás Natural, Ivan Dayrell, diretor da empresa Civic Corp, filial da empresa estrangeira, garantiu que a economia média do sistema DG é de 36% em custo de combustível e o retorno do investimento ocorre em 11 meses, apresentando na seqüência resultados reais de redução de custo mensal com combustíveis, obtidos em testes, nas empresas Viação Rubanil (30%), Real Auto Ônibus (27%) e Transportes Trel (30%). (REVISTA ÔNIBUS, 2006). A empresa¹ (2007) anunciou a utilização do GNV em até 90% na condição de plena carga, garantindo o mesmo desempenho e dirigibilidade do diesel. Em trânsito urbano congestionado, a substituição por GNV pode ser reduzida

¹ Informações disponíveis no site da empresa – www.dieselfgas.co.nz

a 60%, em trânsito urbano sem congestionamento entre 65% e 75% e em auto-estradas a substituição pode chegar até 85%.

A inglesa CLEAN AIR POWER LTD. (2006) também participa do mercado DG em diversos países. Seu sistema permite a utilização do GNV acima de 90% nos veículos pesados, com baixas emissões e alta eficiência, mantendo a possibilidade de funcionamento só com o diesel.

O DG também vem sendo empregado em aplicações industriais, como é o caso da empresa norte-americana ENERGY CONVERSIONS INC.² (2007), seu sistema de conversão, chamado de Economizer, converte o motor diesel, novo ou usado, em um motor DG sem modificações internas do motor original. O sistema Economizer também permite que o motor opere somente com diesel. Também nos Estados Unidos, com aplicações em geradores de energia, a empresa GENERAC POWER SYSTEMS, INC. (2003) produz sistemas para motores de 300 kW e 375 kW, que podem chegar a 90% de substituição do diesel por GNV e operar somente com diesel na falta do GNV. Outra americana que apresenta o sistema DG por fumigação é a Gas Technologies, Inc., seu sistema substitui o diesel por GNV entre 40 e 75%, sendo que a variação da taxa de substituição é gerenciada pelo sistema, que altera a taxa de substituição, de acordo com a qualidade do GNV utilizado, para proteger o motor contra os efeitos da detonação. (HAIGHT, 2002).

Na Finlândia, a Wärtsilä Corporation exporta seu sistema DG para diversos países, com o sistema de injeção 'micro-pilot', que utiliza menos de 1% de diesel para o funcionamento do motor, com a injeção de GNV durante o estágio de admissão de cada cilindro. (NYSTRAND, 2006).

No Canadá, a empresa Westport Innovations, Inc. possui um sistema de injeção direta do GNV, que proporciona reduções de 37 a 40% em NOx, 70 a 75% em PM e 25% em CO₂, com a injeção piloto diesel de 15 a 25% em baixas cargas e 3 a 8% em altas cargas. (OUELLETTE, 2000).

Não apenas as sistemistas, mas uma fabricante de motores também anunciou a chegada de um motor DG. A MWM International Motores prometia um motor DG

² Informações disponíveis no site da empresa – www.energyconversions.com

para picapes e utilitários esportivos, a partir de 2008, que, ao contrário do sistema prometido pelas sistemistas, não se trata de um kit de conversão, mas um motor fabricado para funcionar em DG, sendo um motor com sistema eletrônico e que possa atingir taxas de substituição do diesel pelo GNV da ordem de 90%. (AUTODATA, 2007).

Notam-se diferenças entre os valores declarados pelas empresas, como taxa de substituição do diesel por GNV. ANDRÉ *et al.* (2007), afirmam, baseado em ensaios realizados, que uma mistura de 85% de GNV e 15% de diesel seria o ideal para obter a melhor queima e menor emissão de poluentes. Diante dessas inferências, admitem-se variações de acordo com a exigência do motor, condições de trânsito e ajustes do sistema.

Aquém das nomenclaturas polêmicas ou não, o fato é que o mercado aponta para o futuro dos motores diesel convertidos para DG. O pesquisador NWAFOR (2003) corrobora citando que, além da abundância do GNV em diversas partes do mundo, a alta octanagem do GNV permite seu uso em motores de alta taxa de compressão. Além disso, pesquisas realizadas no Brasil e em alguns outros países, revelam resultados expressivos a favor do investimento nessa tecnologia. *“Após as análises de estudos previamente realizados, verificou-se a viabilidade da conversão de veículos Diesel para GNV.”* (ANDRÉ *et al.*, 2007). *“Nas condições em que foram realizados os ensaios e baseado nos resultados obtidos, pode-se concluir que é viável o uso do gás natural em motores Diesel, desde que, em regime bicom bustível.”* (SCHLOSSER *et al.*, 2004).

2.2 Sistemas de motores Diesel-Gás

Diferentes técnicas para a utilização do GNV em motores diesel são pesquisadas e utilizadas no mundo. No entanto, dentre as técnicas existentes, não são todas as que permitem o funcionamento do motor somente em diesel nos casos de ausência de GNV. M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005) destaca a existência de motores DG que não podem operar somente com o diesel, são motores construídos ou

adaptados para utilizar o diesel apenas como injeção piloto e a combustão principal é proveniente da queima do GNV.

As diferentes técnicas podem ser divididas em dois grupos: o de injeção direta de GNV e o de injeção indireta de GNV, este último conhecido também como o método de fumigação. No método de fumigação são encontrados sistemas que controlam a dosagem de GNV de acordo com o incremento de rotação do motor e sistemas mais sofisticados, controlados eletronicamente, que dosam a quantidade de GNV de acordo com a necessidade de carga e desempenho do motor (THE EUROPEAN NATURAL GAS VEHICLE ASSOCIATION, 2001). Duas técnicas de injeção de GNV, diferentes da técnica de fumigação, foram explicadas pela empresa GENERAC POWER SYSTEMS, INC. (2003) sendo uma delas a que injeta o GNV em baixa pressão pouco antes da entrada do cilindro e a outra, que injeta o GNV em alta pressão dentro da câmara de combustão. Essas duas configurações necessitam de um injetor de GNV para cada um dos cilindros. A necessidade de pressão baixa ou alta para a injeção do GNV é determinada pelo diferencial de pressão necessário para o escoamento do GNV, dessa forma, a injeção de baixa pressão, normalmente abaixo de 3,4 bar, deve ter a pressão maior que a gerada pelo turbo, assim como a injeção de alta pressão, aproximadamente 200 bar, que deve ter a pressão maior que a de combustão.

A técnica em que o GNV é injetado sob alta pressão dentro da câmara de combustão é comentada e praticada por outros autores e empresas. Conhecida como o método de injeção direta ou 'HPDI', do inglês *High-Pressure Direct Injection*, também é referenciada pela Westport Innovations, Inc. (OUELLETTE, 2000 e WELCH; OUELLETTE, 2002).

A conversão do motor diesel para DG que funciona com o método de fumigação apresenta-se como a alternativa de melhor custo benefício, uma vez que o custo da conversão é de menor valor, comparado ao sistema de injeção direta ou até mesmo a conversão para utilização exclusiva do GNV em ciclo Otto. Outra vantagem da conversão para o sistema DG por fumigação é que todos os componentes do motor original diesel continuam sendo utilizados, permitindo fácil remoção do sistema nos casos de renovação de frota, podendo retornar o motor à configuração original sem comprometimento do sistema e do motor. Neste sistema são mantidos os bicos

injetores, cabeçotes, câmaras de combustão e taxa de compressão do motor original.

A DIESEL GAS INTERNATIONAL LTD. (2007) apresenta o kit desenvolvido pela empresa, o método utilizado é o de fumigação e os componentes que são acrescentados ao motor são: módulo diesel, responsável por reduzir e controlar o fluxo de diesel através da posição do cursor de aceleração da bomba injetora; módulo gás, que reduz a pressão do GNV, fornecido pelo reservatório de GNV do veículo, a uma pressão constante de trabalho para a válvula de gás que injeta o GNV dentro do coletor de admissão do motor; módulo borboleta, para manter a pressão do ar no coletor de admissão conforme desejado; módulo sensor, composto por sensores que monitoram a posição do acelerador, a rotação do motor, a temperatura do sistema de arrefecimento, a temperatura do ar do coletor de admissão e a pressão do ar no coletor de admissão; módulo interface motorista, que mostra a pressão do reservatório de GNV, a taxa de substituição do diesel por GNV, um chaveamento para escolha do modo de operação diesel ou DG, jogo de LEDs para indicar presença de eventuais falhas no sistema e um portal de comunicação para computador; módulo controle, composto pelo módulo de controle eletrônico e pelo chicote elétrico do sistema; módulo reservatório, composto pela válvula de enchimento, cilindros de armazenamento e tubulação para a transferência do GNV dos cilindros ao sistema DG. Neste sistema o gerenciamento eletrônico permite uma detecção automática de eventuais falhas, reduzindo a possibilidade de danificação do motor. No caso de detecção de falha, uma gravação eletrônica, de vinte segundos, antecedentes à falha, é feita automaticamente.

Ao comparar os sistemas de fumigação, observa-se que a localização do injetor de GNV não é padronizada entre as empresas que apresentaram seus sistemas. A GENERAC POWER SYSTEMS, INC. (2003) explica que em seu sistema de fumigação o GNV é injetado antes do turbo, dessa forma a pressão de injeção pode ser mais baixa, mínimo de 0,2 bar, permitindo a utilização de grande parte do GNV disponível no reservatório. Também a empresa Gas Technologies, Inc. usa em seu sistema DG a injeção do GNV entre o filtro de ar e o turbo do motor, que segundo a empresa permite que o sistema funcione com pressões de fornecimento de GNV mínima entre 0,07 e 0,2 bar (HAIGHT, 2002). Nos experimentos acadêmicos de

PEREIRA *et al.* (2004), o sistema que atingiu taxas de substituição a partir de 50% para condições do motor sem carga chegando em substituições acima de 90% em plena carga, também teve o GNV injetado logo após o filtro de ar, antes do turbo.

A empresa CLEAN AIR POWER³ (2007) explica que seu sistema (fumigação) injeta até 90% de GNV e pode reduzir o CO₂ em até 25%. O sistema opera em diesel somente quando o GNV acaba ou enquanto o motor está frio até que a temperatura de operação seja atingida. Esse sistema também possui proteção contra a variação da qualidade do GNV através da introdução de sensores de detonação da combustão.

A ENERGY CONVERSIONS INC. (2007) destaca que o sistema DG por fumigação, Economizer, trabalha em um sistema eletrônico de controle fechado que mantém a máxima substituição de combustível.

A técnica explicada pela Generac Power Systems, Inc. em que o GNV é injetado sob baixa pressão pouco antes da entrada do cilindro é praticada pela empresa Wärtsilä Corporation, com grandes capacidades de substituição e controle da combustão. Esta técnica seria uma mistura entre as técnicas de injeção direta e fumigação, pois o GNV é misturado ao ar de admissão antes de ser introduzido ao cilindro como é o método da fumigação. Por outro lado, a injeção do GNV ocorre individualmente para cada cilindro e não de forma contínua, mas apenas no estágio da admissão do cilindro, diferenciando-se do método de injeção direta apenas por não injetar o GNV dentro da câmara de combustão. Segundo a Relações Públicas da Wärtsilä, MARIA NYSTRAND (2006) o sistema utilizado pela empresa pode ser operado com pressão de GNV mínima de 5 bar, com injeção do GNV individual para cada cilindro durante o estágio de admissão e equipado com o sistema de injeção 'micro-pilot' que permite substituição do diesel pelo GNV acima de 99%, com controle individual da mistura por cilindros evitando a detonação. O sistema também pode operar somente em diesel se ocorrer falta de GNV.

BOSCH (2006) expõe que seu sistema admite o Biodiesel e futuramente poderá ser adaptado para o uso de Gás Natural Liquefeito (GNL) com conseqüente redução de peso e volume dos reservatórios.

³ Informações disponíveis no site da empresa – www.webtestonehundred.co.uk

2.3 Princípio de funcionamento do motor Diesel-Gás por fumigação

O princípio de funcionamento do motor DG tem semelhança com o do motor diesel convencional e o do motor Otto. Como já mencionado no item 2.2, diferentes técnicas podem ser aplicadas para o fornecimento de GNV até a câmara de combustão, porém o princípio da combustão é sempre baseado na necessidade da injeção piloto diesel, que tem a função de iniciar a combustão da mistura ar-combustível. O diesel injetado como piloto entra em combustão espontaneamente, com o aumento da pressão e temperatura na câmara de combustão, durante o estágio de compressão, assim como ocorre no motor diesel convencional. A injeção do diesel como piloto é necessária para iniciar a queima do GNV, uma vez que a temperatura da câmara, apenas com a compressão do cilindro, não atinge a temperatura mínima para a auto-ignição do GNV, algo que se assemelha ao motor Otto. GENERAC POWER SYSTEMS, INC. (2003) explica que a temperatura de auto-ignição (TAI) do GNV está entre 621 e 649 °C e a do diesel entre 260 e 399 °C, assim sendo, a temperatura da câmara, durante a compressão no cilindro, atinge a TAI do diesel e a chama gerada pela ignição do diesel, por sua vez, promove o aumento da temperatura da câmara até atingir a TAI do GNV. NWAFOR (2000; 2003) apresenta outros valores de TAI, sendo 704 °C para o GNV e 245 °C para o diesel, entretanto o princípio da combustão decorrente da diferença entre as TAI dos combustíveis é explicada da mesma forma. Outro fator mencionado que justifica a necessidade da piloto na combustão DG é a alta octanagem do GNV. *“Gás natural nunca será queimado sem ignição sob nenhuma condição de operação do motor diesel-gás por causa do número de octanos muito elevado.”* (SHENGHUA *et al.*, 2003).

O funcionamento do motor DG por fumigação parte do princípio de que o combustível principal (GNV) é misturado com o ar antes de entrar na câmara de combustão do motor. Essa mistura ar+GNV tem a combustão iniciada pela ignição espontânea da injeção piloto durante o estágio de compressão do cilindro. Nesse sistema, a inserção do GNV ocorre de forma contínua ao longo da linha de admissão de ar do motor, permitindo a adaptação em um motor diesel sem maiores alterações da configuração original, admitindo inclusive a utilização dos mesmos bicos injetores diesel para a realização da injeção piloto.

NWAFOR (2000; 2002; 2003) descreve que no motor DG por fumigação o combustível primário é misturado com o ar fora do cilindro, antes de ser admitido. A mistura de GNV e ar é comprimida durante o processo de compressão e antes do final da compressão uma pequena quantidade de diesel, cujo valor exato depende da condição de operação do motor, é injetada para iniciar a combustão.

2.4 Característica da combustão no motor Diesel-Gás por fumigação

Como dito anteriormente, o princípio de funcionamento do motor DG tem semelhanças tanto com o motor diesel convencional como com o motor Otto. No motor de ciclo diesel, a injeção de diesel ocorre dentro da câmara de combustão, num instante próximo ao ponto morto superior (PMS) do pistão ainda durante o estágio de compressão. Nesse instante, a pressão e a temperatura do ar admitido estão se elevando pelo próprio deslocamento do pistão, até atingir a TAI do diesel, fazendo com que o combustível injetado inicie a ignição espontaneamente e a partir desse momento a combustão é desencadeada. Durante esse processo, alguns aspectos característicos podem ser observados como o atraso da ignição do diesel, caracterizado pelo intervalo de tempo entre o início de injeção do diesel até o início da ignição; a elevação da pressão na câmara de combustão decorrente da deflagração da queima do combustível, passando pela máxima pressão na câmara e a posterior expansão dos gases no cilindro.

No motor de ciclo Otto o ar admitido já contém o combustível misturado e no instante próximo ao PMS do pistão, durante o estágio de compressão, uma centelha é gerada no interior da câmara de combustão. A centelha faz com que, pontualmente, a temperatura se eleve atingindo a TAI do combustível, iniciando a queima e dando início ao processo de combustão. Durante esse processo ocorrem eventos característicos, como o atraso da ignição do combustível caracterizado pelo período entre a geração da centelha até o início da ignição da mistura; a elevação da pressão na câmara de combustão decorrente da queima da mistura, a máxima pressão na câmara de combustão e a expansão dos gases no cilindro.

No motor DG por fumigação, a injeção piloto entra em combustão pelo princípio do ciclo diesel e a partir daí assume papel semelhante ao da centelha no motor de ciclo Otto. O pesquisador NWAFOR (2003) sugere cinco etapas para explicar o processo de combustão de um motor DG por fumigação, sendo: atraso da ignição piloto, combustão da piloto, atraso da ignição do combustível primário, combustão rápida do combustível primário e estágio de difusão da combustão, sendo este último ocorrido no estágio de expansão do cilindro.

O atraso da ignição piloto no processo DG é maior que o do diesel no motor diesel convencional. Para que o diesel da injeção piloto entre em combustão é necessário que a TAI do diesel seja atingida. O aumento da pressão dos gases que se encontram no cilindro ocorre com o movimento de compressão do pistão, aumentando a temperatura da câmara até a auto-ignição do diesel. Segundo SELIM (2004) a presença do GNV aumenta significativamente o atraso da ignição da piloto, resultando em maior atraso quanto maior for a quantidade de GNV. *“Este aumento no atraso da ignição é parcialmente devido à mudança do calor específico da mistura comprimida que resulta em redução da temperatura de compressão”* (SELIM, 2004). Outro fator que contribui para o aumento do atraso da ignição da injeção piloto é a redução da concentração de oxigênio resultante da substituição do ar pelo GNV (NWAFOR, 2003; SELIM, 2004).

Devido a pequena quantidade de diesel, a combustão da injeção piloto ocorre de forma mais lenta comparada à combustão no motor diesel convencional. Além disso, atinge picos de pressão inferiores aos observados no motor diesel. A combustão da injeção piloto somada ao aumento progressivo da pressão na câmara pelo movimento de compressão do pistão faz com que a temperatura dos gases no cilindro atinja a TAI do GNV. O período entre a ignição da piloto até o início da ignição do GNV ocorre devido a diferença entre a TAI do diesel e a do GNV, sendo que a pressão na câmara diminui lentamente nessa etapa. Esse processo pode ser observado nos experimentos realizados por NWAFOR (2003), em que através de um osciloscópio foi possível observar a existência de dois momentos de elevação de pressão no diagrama de pressão por ângulo de virabrequim, conforme a Figura 01, o que implica na ocorrência de dois processos de combustão.

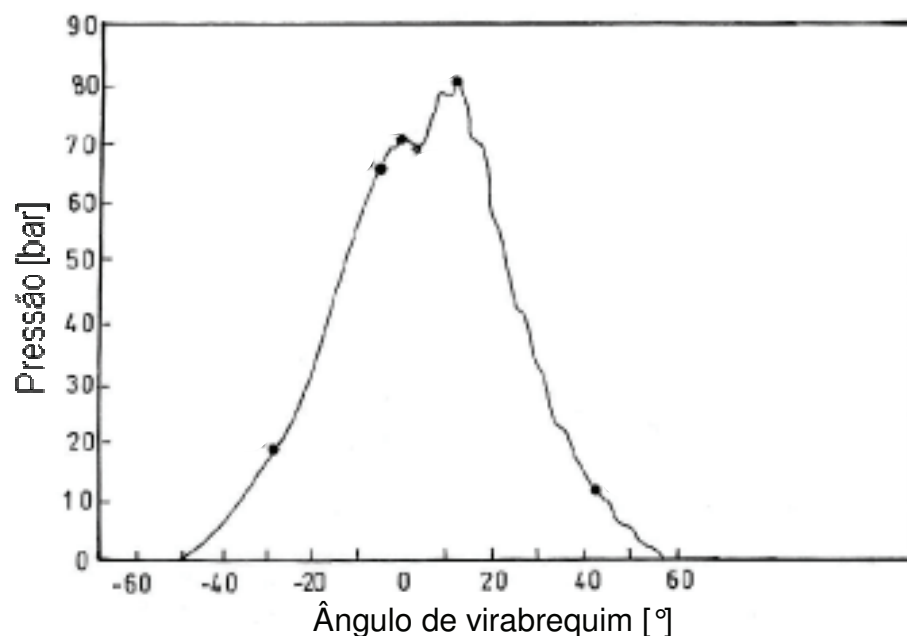


Figura 01 – Diagrama de pressão por ângulo de virabrequim do Diesel-Gás

Fonte: Nwafor (2003).

Com o início da combustão do GNV ocorre um aumento da taxa de elevação da pressão e nessa etapa a câmara de combustão atinge o pico de pressão de todo o processo. Nesta fase a combustão é muito instável, devido a forma como ocorre a propagação da chama que é proveniente da ignição espontânea da piloto. *“Em um motor Diesel-Gás, a ignição ocorre em diferentes pontos na câmara após o período de atraso de ignição, ao contrário do único ponto de ignição do processo de um motor Otto.”* (NWAFOR, 2002).

O processo de combustão termina no estágio de expansão, pois o combustível continua sendo queimado após o PMS. NWAFOR (2003) explica que esse fenômeno pode ocorrer devido a baixa taxa de queima do GNV ou pela presença de diluentes resultantes da queima da injeção piloto diesel. Para ele essa fase está diretamente relacionada com o atraso de ignição do GNV e complementa que *“adiantando o ponto de injeção com um moderado fluxo de gás encurtaria esta indesejável taxa de queima prolongada.”* (NWAFOR, 2003).

2.5 Propriedades do Gás Natural Veicular

Dentre as diversas aplicações do uso do GNV, as veiculares tendem a serem as mais sensíveis às mudanças da composição do GNV. (M. J. BRADLEY & ASSOCIATES, 2005). Normalmente as solicitações dos fabricantes de motores para a especificação do GNV variam entre mínimo de 85% a 90% de metano, máximo de 2% a 9% de propano e máximo de 1% a 5% de butano. Essas especificações do GNV foram inicialmente baseadas nos motores de veículos leves, mas os motores de veículos pesados tendem a ser mais sensíveis, ainda, à composição do GNV, com isso, é sugerido o mínimo de 95% de metano para garantir um fator de segurança viável para a utilização do GNV como combustível veicular.

Ainda, segundo M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005), quando da extração do GNV, a concentração de metano encontra-se entre 70% e 90%. Como há na composição outros HC como etano, propano e butano, além de água, nitrogênio, dióxido de carbono e sulfato de hidrogênio, o GNV extraído passa por inúmeros processos de remoção desses materiais e quando chega ao mercado para o consumidor, normalmente encontra-se com a concentração de metano entre 85% e 99%.

M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005) comenta sobre alguns pontos importantes a serem observados no GNV quando utilizado nas aplicações veiculares. A quantidade de água na composição do GNV deve ser limitada a fim de evitar a formação de água líquida, gelo e partículas dentro do sistema de combustível. A quantidade de enxofre também deve ser reduzida, máximo de 8 a 30 ppm, para não comprometer o catalisador utilizado para controlar as emissões de HC, porém em alguns países uma pequena quantidade de odorante à base de enxofre é adicionada ao GNV com o objetivo de facilitar a detecção de eventuais vazamentos. Uma quantidade de óleo residual proveniente do compressor da linha também pode estar presente no GNV. No caso de ser pequena a quantidade desse óleo, pode haver um efeito benéfico no sentido de lubrificar os injetores de gás. Por outro lado, se a quantidade for grande, ele pode interferir na operação do regulador de pressão de gás do veículo e provocar problemas no sistema.

Segundo M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005), o fato do GNV ser armazenado em alta pressão (até 207 bar ou mais, em aplicações de veículos pesados) aumenta o risco de vazamentos e subsequente explosão, se comparado aos combustíveis líquidos. Porém, o GNV tem como característica ser muito mais leve que o ar, podendo se dissipar rapidamente em lugares abertos, o que afasta nesses casos, os riscos de explosões. Por esse motivo, os cuidados são redobrados em termos de vazamento quando o veículo fica dentro de edifícios ou de lugares confinados.

Uma das principais características do GNV que afeta o funcionamento do motor DG no que diz respeito à queima da mistura na câmara de combustão é a TAI. Pode-se notar através das diversas literaturas encontradas que a TAI do GNV tem variações entre as distribuidoras, o que pode ser devido às variações dos percentuais das substâncias que compõem o GNV. Dessa forma, se torna mais comum encontrar as maiores variações entre as características do GNV quando comparamos o produto oriundo de países diferentes. Isso pode ser a explicação para os diferentes valores reportados da TAI do GNV. Por exemplo, a empresa GENERAC POWER SYSTEMS, INC. (2003) considera a TAI do GNV entre 621 e 649 °C, já SELIM (2004) declara que a TAI do GNV está em torno de 500 °C e diferente às duas colocações, NWAFOR (2000; 2002; 2003) menciona o valor de 704 °C.

2.6 Emissões do motor Diesel-Gás por fumigação

Conforme BALON *et al.* e KOJIMA (apud M. J. BRADLEY & ASSOCIATES, 2005) reduções de até 80% de NO_x e de até 95% de PM podem ser obtidas em veículos pesados quando operados em GNV ao invés de diesel. Porém as emissões de NO_x, CO e HC podem aumentar ou diminuir dependendo do controle do motor e do pós tratamento aplicado. M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005) observa que em casos de conversões de motores usados, de diesel para DG, a redução de emissão de PM é significativa e consistente, ao passo que as emissões de NO_x, HC e CO são ligeiramente aumentadas. No entanto, alguns resultados obtidos em testes comparativos realizados com um ônibus usado, originalmente diesel e também convertido para DG, mostraram expressivas reduções em PM (83%), NO_x (35%) e CO (74%), confirmando somente o aumento de HC (450%) (ANDRÉ *et al.*, 2007). O

estudo realizado por PEREIRA *et al.* (2005) aponta redução de 33% na concentração de NOx medido nos gases de escape, em testes de campo, em que o diesel foi substituído parcialmente por gás natural.

Por fim, PEREIRA *et al.* (2004) constataram redução de NOx em até 32,8% em seu experimento e afirmam que *“as emissões de NOx diminuem sensivelmente, qualquer que seja a carga, ao se passar para a operação Diesel/gás.”*

M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005) explica que se a especificação do GNV não for assegurada, a relação ar-combustível no motor pode ser afetada, os resultados de emissões poderão ser comprometidos e em alguns casos até ocorrer redução da eficiência do motor.

Ainda, segundo os autores supracitados, uma comparação entre os motores DG e diesel, revela que o motor DG emite muito mais HC e às vezes mais CO, sendo que a maior parte dos HC na forma de metano consiste em combustível não queimado. Neste caso pode se usar um catalisador de oxidação que pode controlar a emissão de CO e uma parte dos HC, no entanto, o catalisador de oxidação geralmente não é desenvolvido para reduzir as emissões de metano. A ADB (2007) explica que os motores DG atuais tendem a ter HC e CO muito alto, porém novos desenvolvimentos como sistemas de avanço de injeção do GNV prometem eliminar esse problema e lembra: *“Devido o gás natural ser maior parte metano, veículos a gás natural (GNV) tem emissões de NMHC menores que veículos a gasolina, mas as emissões de metano mais altas.”*

Voltadas às atenções ao meio ambiente, observa-se que ao passo que o motor DG reduz a emissão de CO₂, por outro lado aumenta a emissão de metano. PEREIRA (2006) corrobora: *“Em motores operando a baixa carga cerca de 20 - 30% do gás fornecido passa ao coletor de escape sem reagir”*. BOSCH (2006) relata que o seu sistema DG Flex continua atendendo os limites do PROCONVE P4 e apresentou redução de 75% de PM em ensaios realizados.

Com a redução de PM, além do benefício no que diz respeito à poluição, outra vantagem pode ser esperada do ponto de vista do motor, como é o caso da contaminação do óleo lubrificante, que devido a quantidade reduzida de fumaça,

espera-se que o óleo tenha menos contaminação e trabalhe mais limpo, proporcionando uma expectativa de maior vida útil ao motor. A empresa ENERGY CONVERSIONS INC. (2007) menciona um aumento do intervalo de manutenção do motor. *“Devido a uma redução de fumaça e óleo lubrificante mais limpo, intervalos mais longos entre serviço de manutenção pode ser esperado, às vezes o dobro.”*

A empresa CLEAN AIR POWER (2007) oferece três opções de pós-tratamento para controle dos gases de emissões, sendo os catalisadores de oxidação para redução do HC e CO, o catalisador de três vias para redução do NO_x, CO e NMHC e o catalisador seletivo para redução do NO_x. A empresa também revela boa sinergia entre o sistema DG e o EGR (Sistema de Recirculação de Gases do Escape), apontando redução de NO_x e PM.

O pesquisador NWAFOR (2000), relata que em seus experimentos, o motor DG apresentou aumento de HC comparado ao mesmo motor em operação diesel, sendo que nas condições de cargas elevadas esse aumento foi menor que nas baixas cargas, porém a formação desse poluente se mostrou sensível a alterações como quantidade e avanço da piloto diesel que com 3,5° acima do avanço original do motor e incremento no volume resultou em redução de HC em baixas cargas e aumento de HC em altas cargas, além de redução de CO e CO₂, comparados aos resultados em DG com o avanço original do motor. SHENGHUA *et al.* (2003) corrobora com o resultado de sua pesquisa em que alterou apenas a quantidade de diesel da piloto e explica que *“quando a quantidade da piloto diesel aumenta, emissões de HC e CO diminuem porque a alta temperatura aumenta a inflamabilidade pobre e melhora a oxidação tardia tanto no cilindro como no tubo de exaustão.”*. No entanto, o pesquisador supracitado alerta que o aumento da quantidade da piloto diesel aumenta a formação de NO_x.

2.7 Detonação no motor Diesel-Gás por fumigação

O fenômeno de detonação tem se mostrado presente na maioria dos estudos ou aplicações existentes de sistemas DG por fumigação. Esse fenômeno é conhecido por picos de pressões que ocorrem dentro da câmara de combustão durante o

processo de combustão do motor e pode levar o motor a danos irreparáveis em pouco tempo. A ocorrência da detonação pode ser identificada através de medições da pressão no cilindro durante a compressão e expansão do motor, outro método existente é através de medições da vibração do motor associadas às condições de detonação previamente identificadas pelo método da medição de pressão no cilindro, há ainda uma terceira forma, que depende do empirismo, ao que se refere ao reconhecimento de um ruído metálico característico do motor, possível de ser identificado pela audição humana. Vários fatores favorecem a ocorrência da detonação nos motores DG e diferentes estratégias são adotadas para evitar a detonação com o objetivo de proteger o motor.

M. J. BRADLEY & ASSOCIATES (2005) explica que altas concentrações de hidrocarbonetos (HC) pesados como o propano e o butano no GNV aumentam a tendência à detonação, resultando em perda de potência e progressiva degradação do motor.

Para a empresa ENERGY CONVERSIONS INC. (2007), a definição da detonação é descrita como o fenômeno de auto-ignição da mistura ar-combustível na câmara de combustão, que ocorre após a ignição inicial da mistura. Esse fenômeno ocorre devido ao aumento da temperatura na câmara e causa picos de alta pressão e temperatura que podem levar a danificação do motor. O avanço da injeção diesel, taxa de compressão, configuração do turbo compressor, relação ar-combustível, pressão do turbo, temperatura de combustão, temperatura ambiente e quantidade da piloto diesel interferem na ocorrência da detonação, tornando difícil determinar a máxima taxa de substituição do diesel pelo GNV nas diferentes condições de plena carga do motor. O sistema Economizer é projetado para substituir o máximo possível de diesel por GNV sem causar detonação, para isso, fornece a quantidade de GNV de acordo com um mapa de gerenciamento eletrônico. Além disso, em alguns motores de grande porte, a detonação pode ser detectada por um sensor de detonação, caso a composição do GNV seja diferente e a taxa de substituição tenha que ser alterada.

A empresa CLEAN AIR POWER (2007) revela que a presença de gases pesados na composição do GNV, como o etano e o propano na mistura, levam a detonação no motor e para esses casos, um sensor de detonação reconhece o evento e protege o

motor mudando automaticamente o modo de operação para diesel. Além disso, esta empresa relata que a resistência à detonação aumenta com a utilização de EGR no motor.

Já a empresa GENERAC POWER SYSTEMS, INC. (2003) explica que seu sistema contém acelerômetros piezo-elétricos adjacentes a cada cilindro para detectar condições prévias à de detonação, age diminuindo a quantidade fornecida de GNV e aumenta a quantidade de diesel para suprir a ausência do GNV sem permitir que a potência do motor seja reduzida. A empresa expõe que a alta temperatura do cilindro, a mistura rica e a má qualidade do combustível podem agravar o fenômeno de detonação.

SELIM (2004) explica que a detonação pode ser precipitada quando a TAI do gás é mais baixa, devido à facilidade de auto-ignição. Segundo o pesquisador, a alta taxa de elevação da pressão também favorece a auto-ignição e leva à detonação, além disso, a máxima pressão do cilindro é aumentada e pode ocorrer antes do PMS, o que resultaria em redução do torque do motor. Outro fator mencionado pelo pesquisador, que favorece o aumento da taxa de elevação da pressão é a injeção adiantada da piloto diesel, isso porque ao iniciar antecipadamente, a pressão e a temperatura no cilindro ainda estão baixas e, assim, o atraso de ignição do diesel aumenta. Para evitar a detonação, ele sugere o aumento da quantidade de injeção piloto diesel o que proporciona um aumento do volume da chama gerada para a queima do GNV, isso faz com que a queima do GNV ocorra suavemente resultando em uma diminuição da taxa de elevação da pressão durante a combustão. SELIM (2004) expõe que para os motores DG, quanto maior a taxa de compressão, mais precipitada será a detonação e encerra: *“Motores DG com operação sem detonação deveriam usar baixas taxas de compressão.”*

O pesquisador NWAFOR (2002) sugere três tipos de detonação que estão presentes num processo de combustão DG, sendo: detonação diesel, detonação por centelha e detonação irregular.

O motor diesel, por seu conceito de funcionamento, tende a ser mais ruidoso e trabalhar naturalmente sob ocorrência de detonação. Esse fenômeno de detonação diesel é caracterizado por um ruído metálico e tende a aumentar com o atraso da

ignição do diesel, isso devido à maior quantidade de combustível envolvido na combustão no instante da ignição, o que faz com que a taxa de elevação da pressão aumente. Na combustão DG esse fenômeno ocorre com a piloto diesel, que tende ter um atraso de ignição maior que a do motor diesel. Entretanto, *“nos motores diesel-gás, a elevação da pressão nesta fase é relativamente baixa comparada a operação com diesel puro. Isto é devido o fato que a quantidade de diesel da injeção piloto que está pronta para auto-ignição é pequena.”* (NWAFOR, 2003).

A detonação por centelha acontece no motor de ciclo Otto quando ocorre a auto-ignição da mistura, que gera uma frente de chama que vai ao encontro da frente de chama criada pela ignição normal gerada pela centelha. Isso faz com que uma grande quantidade de mistura ar-combustível queime em um intervalo reduzido de tempo. Quando esse fenômeno ocorre, picos de pressão são gerados na câmara e um ruído metálico característico pode ser identificado. No motor DG, pela característica da ignição da piloto diesel, a ignição do GNV é naturalmente iniciada em vários pontos gerando várias frentes de chama, o que permite flutuações de pressão principalmente em baixas cargas onde o período de atraso de ignição é maior. Isso faz com que a temperatura se eleve em alguns pontos ocasionando a auto-ignição pontual da mistura antes que a temperatura na câmara atinja a TAI do GNV. Esse tipo de reação pode ser minimizado segundo NWAFOR (2002): *“O grau de detonação semelhante à do motor de ignição por centelha no motor diesel-gás também depende do intervalo de tempo entre a primeira e segunda ignição. É esperado que este intervalo diminua com o aumento da carga e da temperatura de combustão. Isto é o contrário do que ocorre na detonação nos motores Otto, a qual aumenta com o aumento da temperatura de combustão. A razão para isto talvez seja o período reduzido de atraso de ignição, um resultado da alta temperatura de combustão.”* Outra teoria explicada que ajuda no controle dessa detonação é a forma do jato da piloto que permite direcionar a queima do GNV e diminuir o tempo da queima total da mistura: *“A maioria dos pontos de ignição ocorrem nas extremidades do jato perto da parede da câmara... Isto ajuda a superar a baixa velocidade da chama do gás natural e encurta a distância da propagação da chama até o final do processo. Como resultado, a detonação pode ser controlada e a eficiência térmica pode ser melhorada até certo ponto.”* (SHENGHUA et al., 2003).

A detonação irregular é característica do motor DG. Essa detonação é oriunda do aumento da quantidade do GNV no processo de combustão e depende das condições de operação do motor como carga, rotação, temperatura e concentração de oxigênio durante a combustão. (NWAFOR, 2002). Uma característica desse tipo de detonação é a oscilação da pressão de combustão, o que resulta na aspereza de funcionamento do motor. Segundo o pesquisador, o aumento do percentual de GNV na mistura resulta em uma severa detonação irregular e aumentando a quantidade de diesel com redução do GNV pode-se melhorar a combustão, principalmente em baixas cargas, porém o pico de pressão de combustão é reduzido quando se objetiva uma combustão livre de detonação no motor DG. Quanto aos diferentes tipos de detonação sugeridos por Nwafor, os principais fatores que influenciam a ocorrência de detonação são a quantidade da piloto, período de atraso de ignição, carga, rotação, vazão de gás e intervalo de tempo para a segunda ignição.

2.8 Alteração do avanço da piloto no motor Diesel-Gás por fumigação

A alteração do avanço da injeção piloto diesel foi pesquisada e relatada por alguns autores, sendo considerada como um recurso disponível para interferir no comportamento da combustão DG, a exemplo do que já foi mencionado no item 2.7. SELIM (2004) relaciona o aumento da ocorrência da detonação com o aumento do avanço da injeção piloto diesel.

Na busca de informações, após a conversão de um motor diesel em DG, pesquisas experimentais foram realizadas, aumentando o avanço de injeção da piloto. Durante o experimento de SCHLOSSER *et al.* (2004) os resultados mostraram que com um avanço de 3º maior que o avanço original do motor, o consumo específico foi reduzido em 10%, mantendo-se o torque, porém a configuração não foi aprovada em função de irregularidades na queima observadas em algumas rotações, além de dificuldade apresentada na partida. *“Devido às modificações no ângulo de avanço da injeção, o motor não apresentou boa regularidade no funcionamento.”*

NWAFOR (2000) explica a razão que o levou a realizar ensaios que consistem em adiantar o avanço de injeção no motor DG por fumigação. Para ele o período de

atraso de ignição do diesel nos motores DG é longo, fato que favorece à ocorrência de detonação, além disso, a velocidade de queima do GNV é lenta, principalmente nas baixas cargas, levando a combustão tardia até o estágio de expansão do cilindro. Seus experimentos revelaram que um avanço de 3,5° acima do avanço original do motor e incremento da piloto diesel, resultou em diminuição do atraso de ignição da piloto nas altas rotações com altas cargas, aumento da temperatura de exaustão em altas rotações, redução de temperatura na parede do cilindro em alta rotação, redução de emissões de HC em baixas cargas, aumento de emissões de HC em altas cargas e redução de CO e CO₂.

3.1.1 Cilindro de GNV

O cilindro utilizado para armazenamento do GNV foi um cilindro convencional para aplicação automotiva, com capacidade de armazenamento de aproximadamente 28 m³ de GNV à pressão nominal de até 220 bar.

O abastecimento do cilindro, com GNV metropolitano, ocorreu em um posto de combustível próximo as instalações do laboratório de motores da universidade. Para facilidade no transporte do cilindro, foi utilizado um carrinho com quatro rodas e plataforma de madeira, ao qual foi fixado o cilindro com a utilização de duas cintas de aço, conforme mostra a Figura 03. Além disso, foi necessário montar um sistema de válvulas no cilindro para possibilitar o abastecimento e o consumo do GNV, conforme mostra a Figura 04.



Figura 03 – Cilindro de GNV.

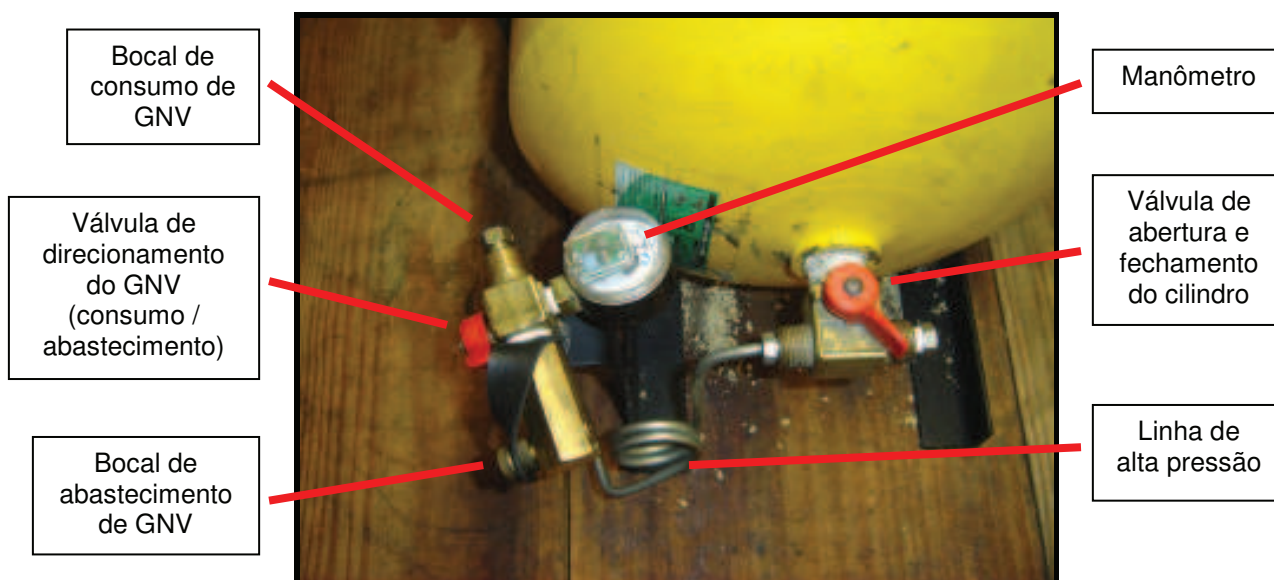


Figura 04 – Sistema de válvulas do cilindro de GNV.

3.1.2 Válvula reguladora de pressão de GNV

A válvula reguladora de pressão que foi utilizada possui característica de fornecimento de GNV sob pressão positiva, podendo-se ajustar a pressão de fornecimento até 10 bar. O ajuste desse componente foi configurado para que a pressão do GNV, proveniente do cilindro de armazenamento, fosse reduzida para 8 bar, sendo essa a pressão na referida linha de baixa pressão de GNV. Para liberar o fluxo de GNV é necessário acionar uma válvula solenóide, incorporada à reguladora, com uma tensão de 12 Volts. A Figura 05 mostra a válvula reguladora de pressão instalada na linha de GNV contemplando o sistema elétrico de acionamento e o sistema de aquecimento.

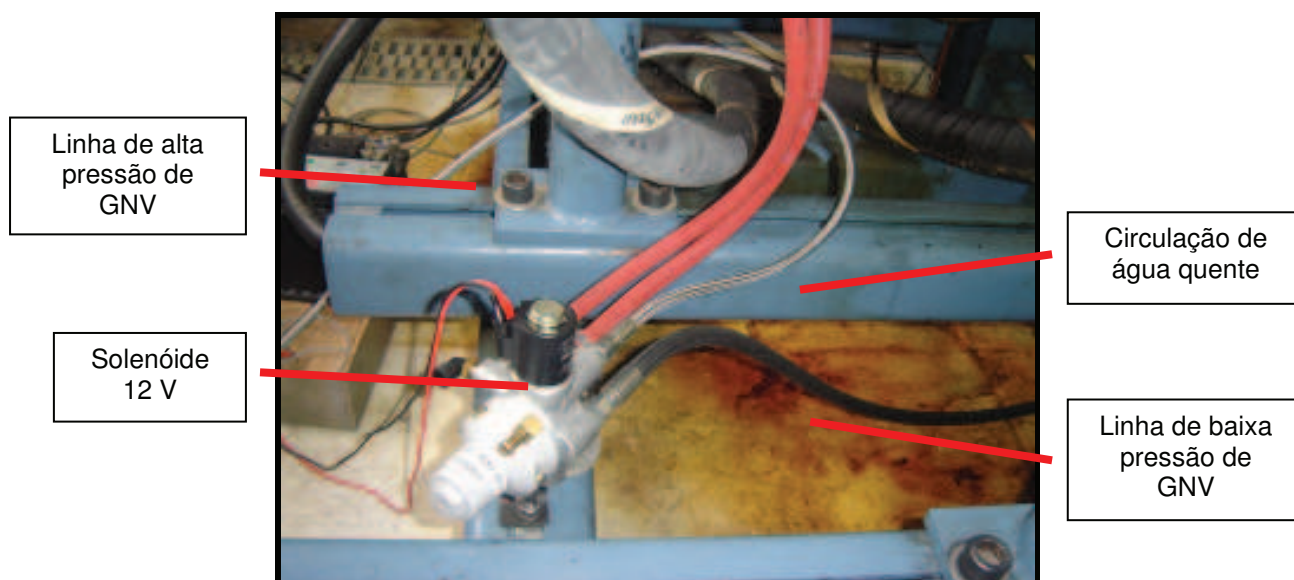


Figura 05 – Válvula reguladora de pressão de GNV.

3.1.3 Arrefecimento da válvula reguladora de pressão de GNV

O sistema de aquecimento da reguladora de pressão de GNV consiste em circular água quente na carcaça da reguladora, a fim de minimizar o efeito causado pelo resfriamento do GNV. O resfriamento acontece devido a queda brusca de pressão, sendo que quanto maior a queda da pressão e maior a vazão da linha, mais energia será liberada pelo GNV no processo de expansão, podendo essa situação levar ao congelamento da reguladora e da linha de baixa pressão, o que pode interferir na pressão de injeção de GNV. Esse sistema utiliza a água quente da linha de arrefecimento do motor, conforme a Figura 06, onde é possível observar a captação na saída e retorno na entrada do bloco, dessa forma a circulação da água ocorre por diferencial de pressão.



Figura 06 – Arrefecimento da reguladora de pressão de GNV.

3.1.4 Parada de emergência da reguladora de pressão de GNV

Foi elaborado um sistema para interromper o fluxo de GNV, na reguladora de pressão, em casos de necessidade emergencial. Conforme mencionado anteriormente, para liberar o fluxo de GNV é necessário acionar uma válvula solenóide que fica incorporada à reguladora. O sistema de parada emergencial consiste em interromper a continuidade da corrente elétrica de acionamento da válvula solenóide, manualmente, fazendo com que o fluxo de GNV também seja interrompido. Na Figura 07 é possível observar o segmento do fio elétrico, levado da alimentação 12 Volts da bateria até a bancada operacional, utilizado para realizar o acionamento da parada emergencial.

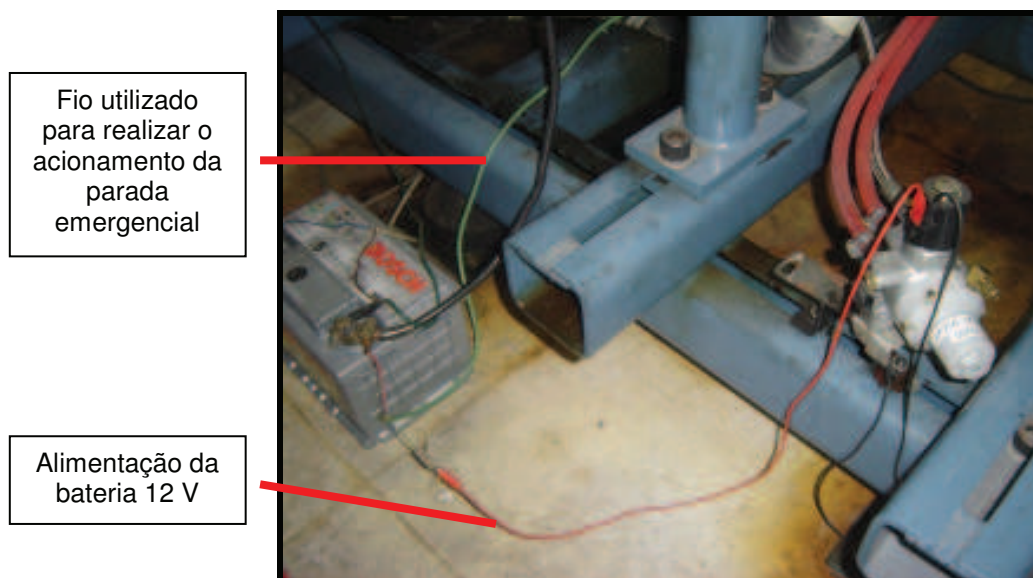


Figura 07 – Alimentação 12 Volts da válvula solenóide.

O acionamento da parada emergencial foi posicionado de modo a permitir um fácil acesso. A localização do acionamento, na bancada operacional do dinamômetro, ficou próxima a válvula de ajuste de vazão de GNV, conforme mostrado na Figura 08. Na configuração apresentada, a liberação do fluxo de GNV se dá quando o conector macho está acoplado ao conector fêmea, consequentemente, o acionamento da parada ocorre ao desacoplar os conectores.

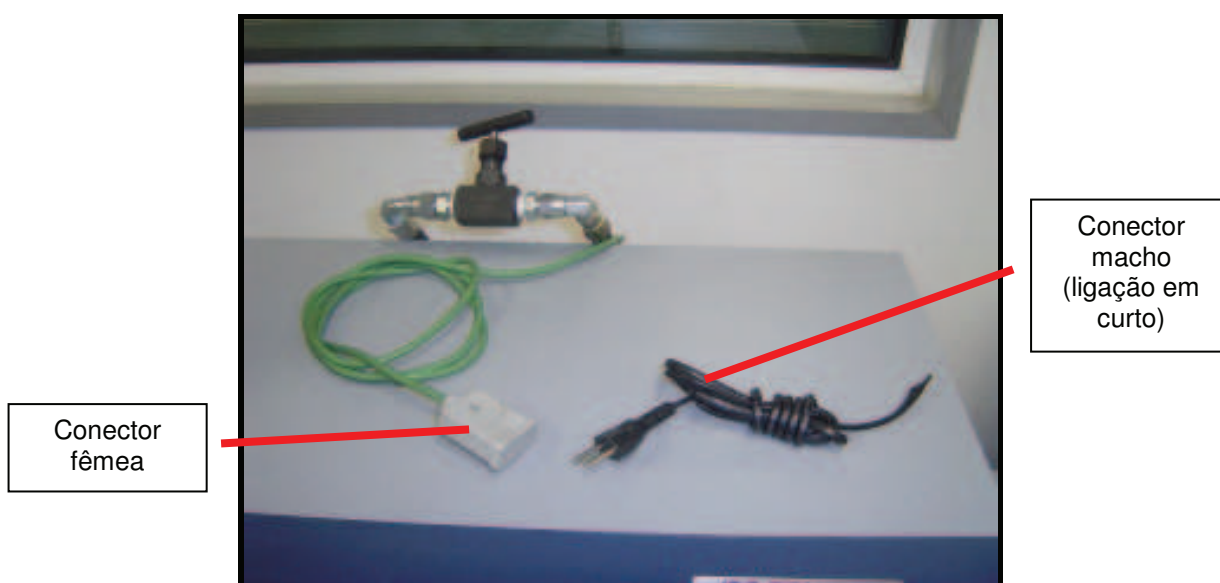


Figura 08 – Acionamento da parada de emergência de GNV.

A necessidade de desenvolver esse sistema de segurança deve-se ao elevado número de conexões na linha de baixa pressão de GNV e, principalmente, pela existência da válvula de ajuste de vazão, que é um componente de peças móveis instalado no ambiente da sala de controle operacional do dinamômetro. A quantidade de conexões existentes na linha de baixa pressão de GNV foi determinada pela necessidade de instalação do medidor de vazão e da válvula de ajuste de vazão.

3.1.5 Ajuste de vazão de GNV

Para controlar a vazão de GNV de forma precisa, foi utilizada uma válvula de regulação de fluxo do tipo agulha. A Figura 09 mostra a válvula de ajuste de vazão de GNV que foi instalada na linha de baixa pressão de GNV e posicionada sobre a mesa de controle do dinamômetro, portanto dentro da sala de controle, para permitir que fosse manuseada juntamente com os comandos do dinamômetro, durante a execução dos ensaios.



Figura 09 – Válvula de ajuste de vazão de GNV.

3.1.6 Posicionamento da injeção de GNV na admissão de ar do motor

O sistema de injeção de GNV na admissão de ar do motor foi projetado para permitir a injeção de GNV em dois pontos distintos, sendo um ponto antes do turbo (Figura 10) e o outro ponto depois do turbo (Figura 11). A linha de baixa pressão de GNV foi adaptada, na chegada ao motor, para permitir o direcionamento do GNV ao ponto desejado de injeção, de forma rápida, sem a necessidade de movimentar a instalação de um ponto ao outro. A instalação, com mangueiras e conexões fixas, contemplou a chegada de GNV nos dois pontos de injeção. O direcionamento do GNV ao ponto desejado era feito através da combinação de posições de abertura e fechamento de duas válvulas de esfera, sempre com uma delas fechada e a outra, que libera acesso ao ponto de injeção desejado, aberta. Dessa forma a injeção de GNV nunca era feita nos dois pontos simultaneamente. A Figura 12 mostra a disposição da linha de baixa pressão de GNV na chegada ao motor, onde é possível observar as duas válvulas de esfera utilizadas para fazer o direcionamento do GNV ao ponto de injeção desejado.

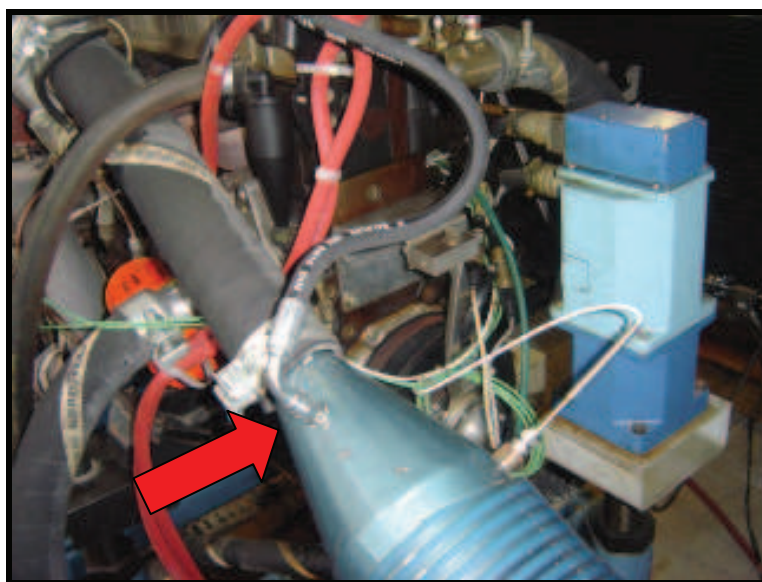


Figura 10 – Injeção de GNV antes do turbo.

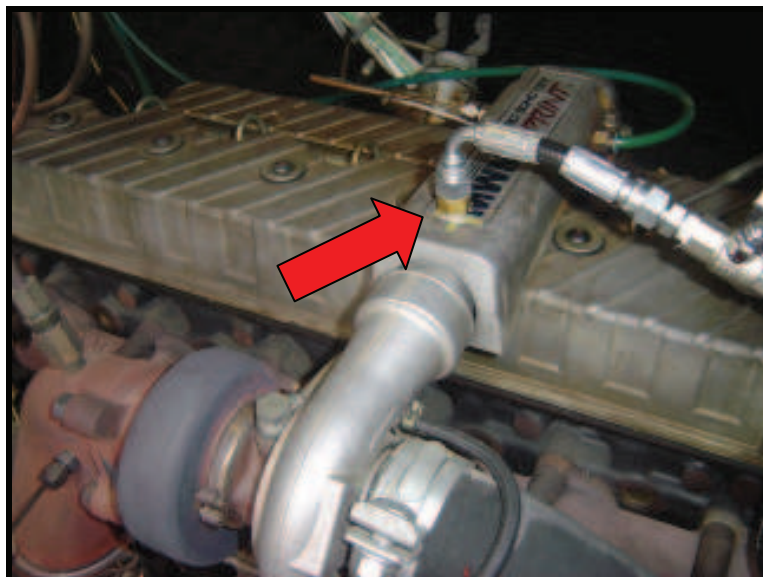


Figura 11 – Injeção de GNV depois do turbo.



Figura 12 – Sistema de direcionamento do GNV ao ponto desejado de injeção.

3.1.7 Sistema de aceleração do motor

Para controlar a quantidade de injeção diesel, durante o funcionamento do motor em operação DG, foi desenvolvido um sistema de controle manual que substituiu o sistema de controle automatizado de aceleração do dinamômetro. O sistema manual desenvolvido para controlar a quantidade de diesel a ser injetada, durante o funcionamento do motor, é composto por um cabo de aço que tem a finalidade de

transmitir o movimento de aceleração, executado manualmente, da sala de operação do dinamômetro à alavanca de aceleração da bomba injetora de diesel. Em uma das extremidades do cabo de aço foi feita a fixação na alavanca de aceleração da bomba injetora e na outra extremidade, dentro da sala de controle, foi desenvolvido um dispositivo que permite o ajuste e a fixação da posição de aceleração desejada. A Figura 13 mostra o sistema de aceleração automatizado do dinamômetro, que foi desativado, e a Figura 14 mostra o sistema de controle manual que substituiu o sistema de aceleração automatizado.



Figura 13 – Sistema de aceleração automatizado do dinamômetro.



Figura 14 – Sistema de controle manual para dosagem de diesel.

O sistema de controle manual foi desenvolvido visando proporcionar maior segurança, durante as operações em DG. A segurança proporcionada pela opção de usar o sistema manual se explica pelo fato de que o sistema operacional (bancada de operação do dinamômetro e manuseio do sistema DG) não era ainda dominado em sua totalidade, deixando sob suspeita qual seria a reação imediata de operação em caso de emergência. Além disso, o sistema manual permitiu maior precisão ao realizar o ajuste fino no controle de dosagem da injeção piloto diesel.

3.1.8 *Waste gate* do turbo compressor

A válvula *waste gate* do turbo compressor foi utilizada como recurso para interferir na quantidade de ar a ser admitida pelo motor. Como parte da pesquisa realizada, era previsto avaliar o comportamento do motor ao alterar a relação ar-combustível da mistura admitida. Para algumas condições de funcionamento do motor, em que a abertura da *waste gate* do turbo compressor não ocorria, foi possível desconectar a haste do atuador do turbo e proporcionar a abertura total da *waste gate*, dessa forma a eficiência de compressão do turbo compressor ficaria comprometida e consequentemente a quantidade de ar admitida pelo motor seria diminuída. A Figura 15 mostra a haste do atuador do turbo que seria desconectada da válvula *waste gate* para diminuir a quantidade de ar admitida pelo motor.

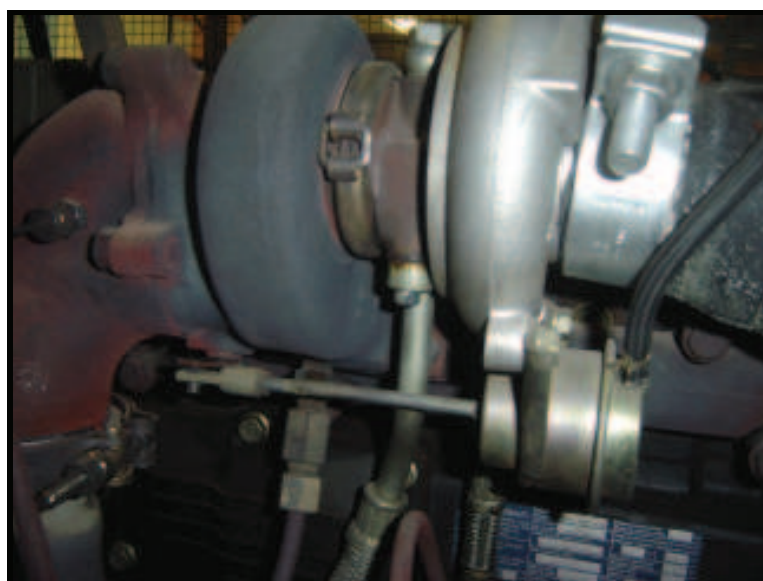


Figura 15 – Haste do atuador do turbo compressor conectada a *waste gate*.

Outra técnica teria sido aplicada, antes da intervenção através da *waste gate*, para interferir na quantidade de ar a ser admitida pelo motor. Em uma dada condição de funcionamento do motor, foi proporcionada uma alta restrição ao filtro de ar do motor. A restrição gerada ao filtro de ar foi produzida obstruindo parte significativa da superfície de passagem de ar do filtro com uma folha de papel. O efeito esperado, que era diminuir a vazão de ar para a dada condição de funcionamento do motor, não aconteceu de forma significativa, levando à decisão para o uso da técnica de intervenção na *waste gate* do turbo. A Figura 16 mostra o sistema de admissão de ar onde é possível observar o filtro de ar em que foi gerada a restrição com o uso de uma folha de papel.



Figura 16 – Filtro de ar do sistema de admissão.

3.1.9 Motor convertido – visão geral

Após a conversão do motor, na operação DG, permitiu-se que o GNV fosse injetado continuamente, na linha de admissão de ar, sendo antes ou depois do turbo. Além disso, mantiveram-se todas as características de funcionamento originais do motor diesel quando a injeção de GNV era interrompida. A Figura 17 mostra o motor convertido e instalado no dinamômetro.



Figura 17 – Motor convertido para funcionamento DG – visão geral.

3.2 Equipamentos de medição e suporte aos testes

Para possibilitar o estudo do comportamento do motor, nas diversas condições de funcionamento, foi necessário medir os parâmetros de operação do motor e outras informações relevantes como, por exemplo, as pressões, as temperaturas e o consumo de ar e combustível. Com a conversão do motor para funcionamento em operação DG e consequente uso de GNV como combustível, em especial, foi necessário utilizar um medidor de vazão para medir a vazão de GNV, além de identificar as características como temperatura e densidade do GNV, nas condições em que o GNV estava sendo consumido pelo motor.

Outros sistemas, considerados como sistemas de suporte aos testes, foram utilizados para promover o bom funcionamento do motor e preservar as condições do ambiente de testes, por exemplo, o sistema de arrefecimento do dinamômetro, o sistema de condicionamento da temperatura do diesel, o sistema de armazenamento e fornecimento de diesel e o sistema de exaustão dos gases de escape.

3.2.1 Dinamômetro

O dinamômetro utilizado é da marca Zöllner, modelo ALPHA-160 com range de operações até 160 kW de potência, 400 Nm de torque e rotação máxima de 10.000 rpm. A Figura 18 mostra o dinamômetro utilizado para realizar os testes do motor. Trata-se de um dinamômetro de correntes de Foucault, *“constituído por um rotor acionado pela máquina em prova, girando imerso em um campo magnético. A intensidade do campo é controlada através de uma bobina alimentada por corrente contínua, podendo-se, assim, variar a carga aplicada. Um circuito de arrefecimento a água dissipa o calor gerado pelas correntes parasitas. Como nos demais dinamômetros, o esforço que tende a transmitir movimento à carcaça é medido e, assim, serão conhecidos os valores de potência e torque. São utilizados, em geral, para ensaios de maior precisão.”* (PEREIRA, 1999).



Figura 18 – Dinamômetro de correntes de Foucault.

3.2.2 Painel de controle do dinamômetro

A bancada operacional equipada com o sistema de controle automatizado do dinamômetro foi desenvolvida pelo fabricante AVL. O painel de controle do dinamômetro possui um visor digital onde, entre outras funções operacionais, é possível observar as informações referentes à rotação e ao torque gerado pelo motor. Através do manuseio de controladores no painel, é possível alterar a rotação de operação do motor. Com a visualização do valor de torque observado, é possível variar a quantidade de combustível, a ser consumida pelo motor, em busca do torque desejado, para possibilitar a análise comparativa entre medições na mesma base de torque. A Figura 19 mostra a disposição do visor digital e dos controladores no painel de controle.



Figura 19 – Painele de controle do dinamômetro.

3.2.3 Sistema de aquisição dos dados do dinamômetro

Os dados do motor foram coletados por um software de aquisição PUMA, versão 5.1, desenvolvido pelo fabricante AVL. Através desse software foi possível monitorar todos os instrumentos instalados no motor, exceto as informações referentes ao GNV, conforme mostra a Figura 20.

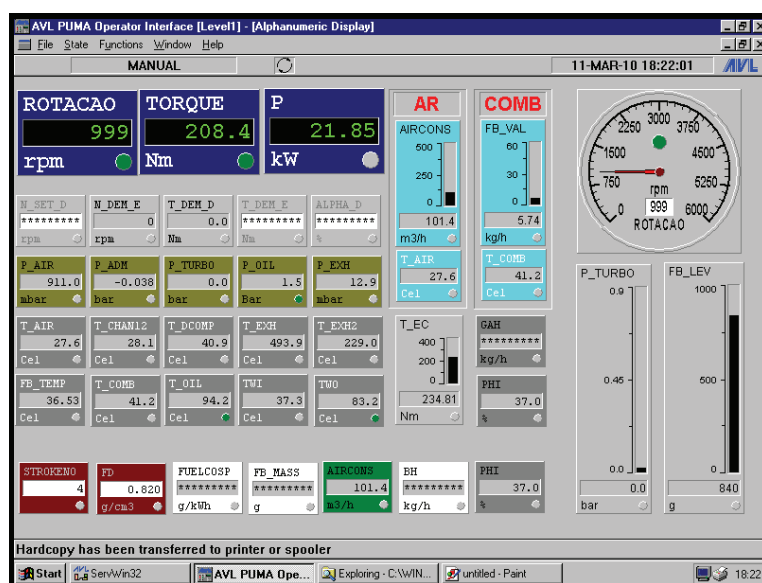


Figura 20 – Tela de monitoramento dos dados do motor.

3.2.4 Sistema de aquisição dos dados da combustão

Os dados de pressão de combustão foram coletados por um sistema de aquisição do fabricante AVL. Esse sistema de aquisição, denominado Indimeter, grava os dados da pressão na câmara de combustão e na linha de alta pressão de diesel, sincronizados com a posição angular do virabrequim do motor. Os dados são coletados a cada meio grau da posição do virabrequim e os resultados fornecidos para análise foram calculados, para cada posição angular, sendo a média entre os valores coletados durante 10 ciclos consecutivos de combustão do motor.

3.2.5 Arrefecimento do motor e do dinamômetro

O sistema de arrefecimento do dinamômetro consiste na circulação de água, pelo dinamômetro, para dissipar o calor que é gerado ao frear o motor. A água quente que sai do dinamômetro é levada, através de um circuito de encanamento hidráulico, até uma torre de resfriamento, onde a água troca calor com o meio ambiente e, fria, retorna ao dinamômetro, com o auxílio de um sistema de bombeamento que está incorporado ao circuito hidráulico, para novamente ser utilizada na dissipação de calor do dinamômetro.

Para o arrefecimento do motor, um trocador de calor do tipo casco e tubo, incorporado à sala de testes, cumpre a mesma função do sistema de arrefecimento do motor em um veículo. Um circuito fechado de água, que circula pelo motor, e pelo trocador de calor, caracteriza o sistema de arrefecimento do motor. A água circula nesse sistema com auxílio da própria bomba de água do motor e o trocador de calor utiliza a água fria do sistema de arrefecimento do dinamômetro para retirar o calor da água quente que sai do motor.

A Figura 21 mostra a disposição dos circuitos de encanamento hidráulico, dentro da sala de testes, que compõem os sistemas de arrefecimento do motor e do dinamômetro.

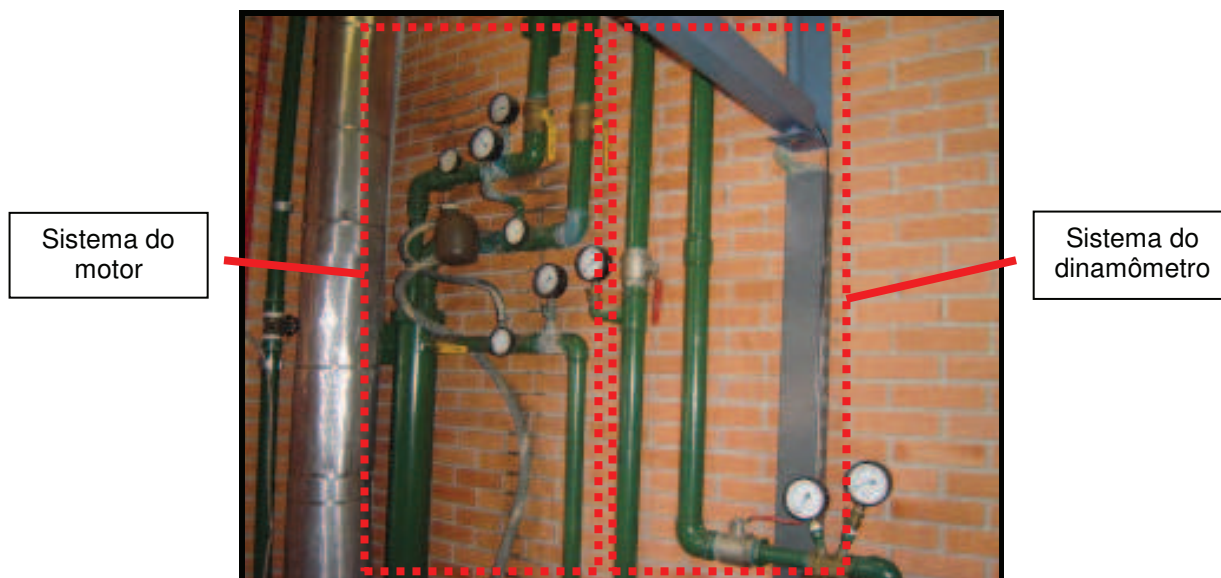


Figura 21 – Arrefecimento do motor e do dinamômetro.

3.2.6 Tanque de óleo diesel

Para armazenamento do combustível diesel, foi utilizado um tanque com capacidade de aproximadamente 50 litros. Para a realização dos testes deste trabalho, o diesel utilizado foi o metropolitano, adquirido em um posto de combustível próximo as instalações do laboratório de motores da universidade. O tanque de armazenamento de diesel está instalado a uma altura de 3 metros acima do motor, conforme mostra a Figura 22, de forma a proporcionar o fornecimento do combustível ao motor por ação da gravidade.



Figura 22 – Tanque de óleo diesel.

3.2.7 Condicionamento de temperatura do diesel

Um sistema, desenvolvido para o condicionamento do combustível, foi utilizado para auxiliar na estabilização da temperatura do diesel durante os ensaios. Este sistema de condicionamento foi instalado na linha de combustível, antes da bomba injetora, e consiste na utilização de uma serpentina que fica submersa em um recipiente com água. O diesel passa através da serpentina que troca calor com a água aquecida do recipiente e o aquecimento da água se faz por uma resistência elétrica, acionada automaticamente, gerido por um sistema automatizado, que mantém a temperatura da água conforme desejado. A Figura 23 mostra o condicionador que foi utilizado na linha de combustível diesel.



Figura 23 – Condicionamento de temperatura do diesel.

O sistema de condicionamento de temperatura do diesel não foi utilizado em todos os regimes de funcionamento do motor. Nas condições de funcionamento do motor, em alta carga, a temperatura do diesel se elevava intensamente e nessas condições era necessário desligar o condicionador para não intensificar ainda mais a elevação de temperatura do diesel.

3.2.8 Medidor de vazão de diesel

O equipamento utilizado para fazer a medição de vazão de diesel é uma balança de combustível da marca AVL, modelo 733S, com range de operação de até 150 kg/h com precisão de medição $\leq 0,12\%$ da vazão medida. O princípio de medição desse equipamento é o gravimétrico, que consiste em medir, por meio de um sensor capacitivo, o tempo de diminuição do peso do combustível, fornecendo a medição na unidade kg/h. A Figura 24 mostra o equipamento instalado na linha de combustível diesel.



Figura 24 – Balança de combustível diesel.

3.2.9 Medidor de vazão de ar

O equipamento utilizado para fazer a medição de vazão de ar é da marca AERZEN, modelo ZB 11.4, com range de operação entre 13 e 650 m³/h. A Figura 25 mostra o medidor de vazão de ar que está incorporado ao sistema de filtragem do ar, junto com um pulmão de ar com a finalidade de neutralizar os efeitos pulsantes de bombeamento de ar pelo motor. Esse sistema completo fornece as informações de medição de vazão de ar, em m³/h, além da temperatura do ar, em °C, e a umidade relativa.



Figura 25 – Medidor de vazão de ar.

3.2.10 Medidor de vazão de GNV

O equipamento utilizado para fazer a medição de vazão de GNV é um medidor de fluxo Coriolis da marca MicroMotion, modelo CMF400, com range de operação de até 545,5 kg/h com precisão de medição de $\pm 0,05\%$ da vazão medida. A Figura 26 mostra o medidor de fluxo Coriolis que foi instalado na linha de baixa pressão de GNV, antes da válvula de regulação de fluxo. O medidor de fluxo possui um visor digital, conforme mostrado na Figura 27, que informa a vazão mássica do GNV, em kg/h, além de informações do GNV como temperatura, em $^{\circ}\text{C}$, e densidade, em kg/m^3 .



Figura 26 – Medidor de fluxo Coriolis.



Figura 27 – Visor digital do medidor de fluxo Coriolis.

3.2.11 Sistema de exaustão para o escapamento

A sala de testes possui um sistema de exaustão para os gases de escapamento que foi utilizado durante o funcionamento do motor. A Figura 28 mostra a captação dos gases de escapamento do motor pelo sistema de exaustão.



Figura 28 – Sistema de exaustão para o escapamento.

3.3 Instrumentação do motor

O motor foi instrumentado de forma que os principais pontos de pressão e temperatura do motor fossem monitorados e gravados durante os testes. Além disso, com o uso de um sistema de aquisição, foi possível gravar os dados da pressão na câmara de combustão e na linha de alta pressão de diesel, sincronizados com a posição angular do virabrequim do motor.

3.3.1 Posição angular do virabrequim

A posição angular do virabrequim foi determinada por um encoder, instalado no motor pelo lado da polia, acoplado ao próprio eixo virabrequim, conforme mostra a Figura 29. A aquisição da posição angular do virabrequim, sincronizada com a aquisição da pressão na câmara de combustão e na linha de alta pressão do diesel, é importante para analisar o comportamento da combustão junto com a injeção de diesel.

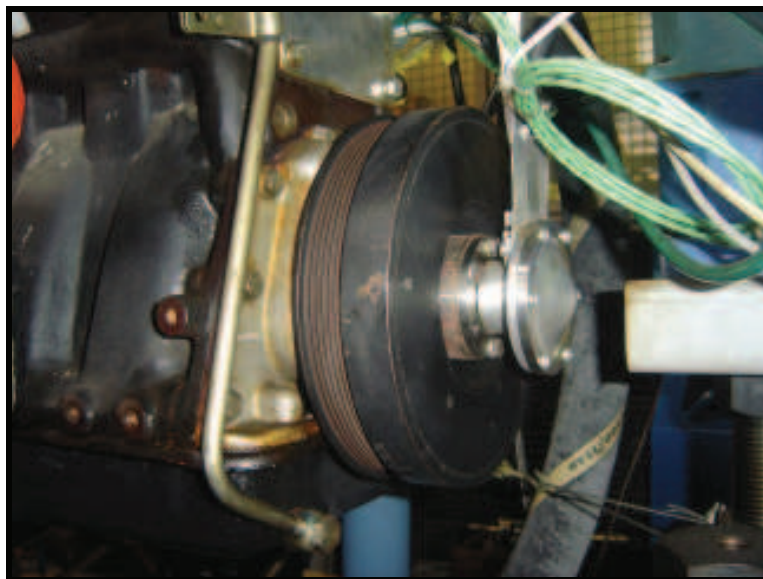


Figura 29 – Encoder.

3.3.2 Pressão na câmara de combustão

A pressão da câmara de combustão foi medida com o uso de um transdutor de pressão da marca AVL, modelo G12M. O transdutor foi instalado no primeiro cilindro do motor, a contar pelo lado da polia, utilizando, para a fixação e o acesso ao interior da câmara, a própria usinagem já existente no motor, que é originalmente utilizada para a instalação de vela aquecedora para auxílio de partida a frio. A Figura 30 mostra o transdutor de pressão instalado no primeiro cilindro do motor. Os dados da pressão de combustão ajudam no entendimento da ocorrência da combustão dentro da câmara e seu máximo valor registrado é importante para estudos relacionados à resistência de materiais dos componentes do motor.

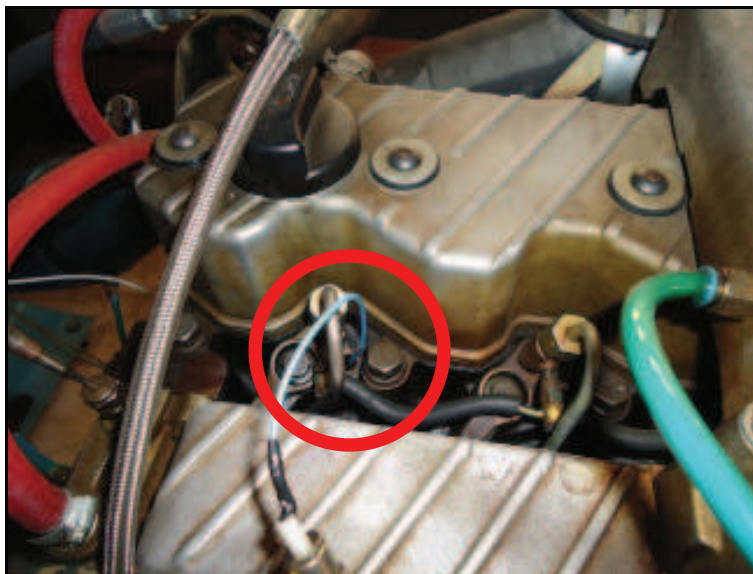


Figura 30 – Sensor de pressão de combustão.

3.3.3 Pressão na linha de alta pressão de óleo diesel

A pressão da linha de alta pressão do diesel, sincronizada com a posição angular do virabrequim, permite interpretar o instante em que ocorre o início da injeção diesel em relação ao PMS do motor. A pressão da linha de alta pressão foi tomada no duto correspondente ao primeiro cilindro do motor, a contar pelo lado da polia, conforme mostrado na Figura 31.

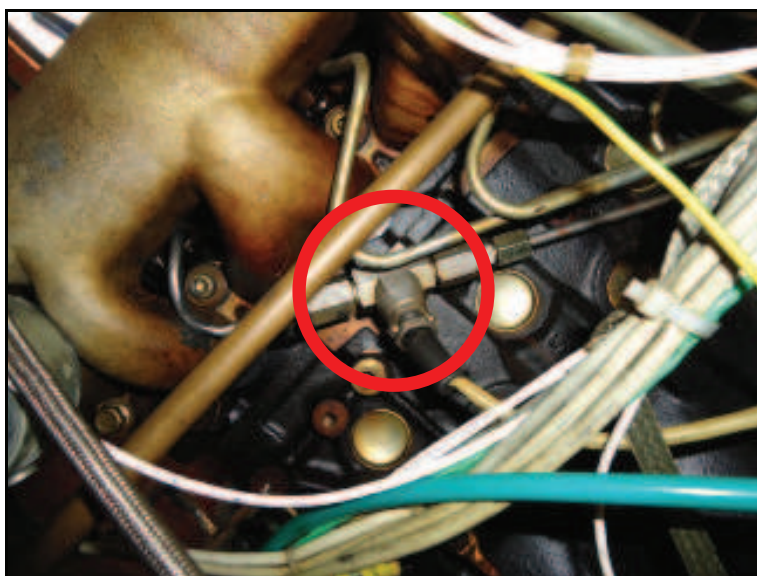


Figura 31 – Tomada de pressão no tubo de alta pressão de diesel.

3.3.4 Ar ambiente

A temperatura do ar ambiente, a umidade relativa e a pressão atmosférica foram monitorados durante os testes. A Figura 32 mostra a localização dos sensores que fizeram essas leituras.

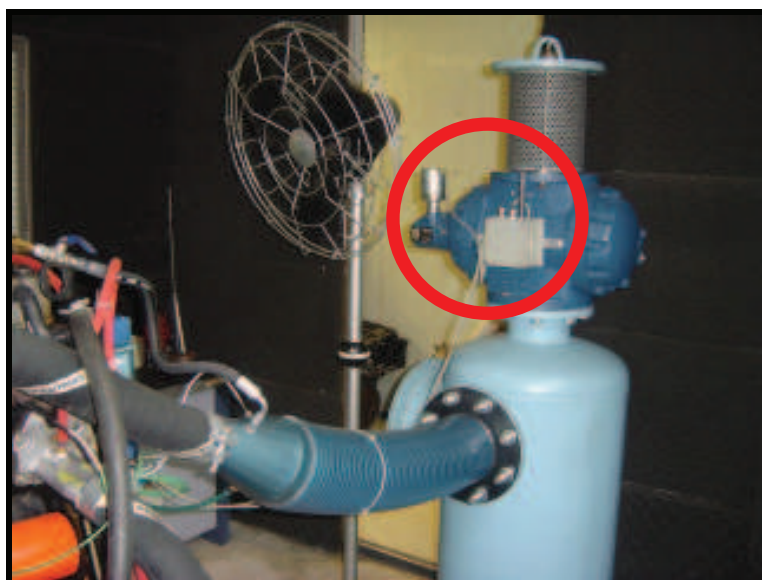


Figura 32 – Medição da temperatura e umidade relativa do ar.

3.3.5 Entrada de ar

A temperatura do ar na linha de entrada de ar do motor e a pressão negativa nessa linha, causada pela admissão de ar do motor somada a restrição da passagem do ar pelo filtro de ar, foram monitoradas durante os testes. A Figura 33 mostra o ponto de tomada para a medição da pressão na entrada de ar do motor e o termorresistor (PT-100) instalado para a medição da temperatura do ar nesse ponto.

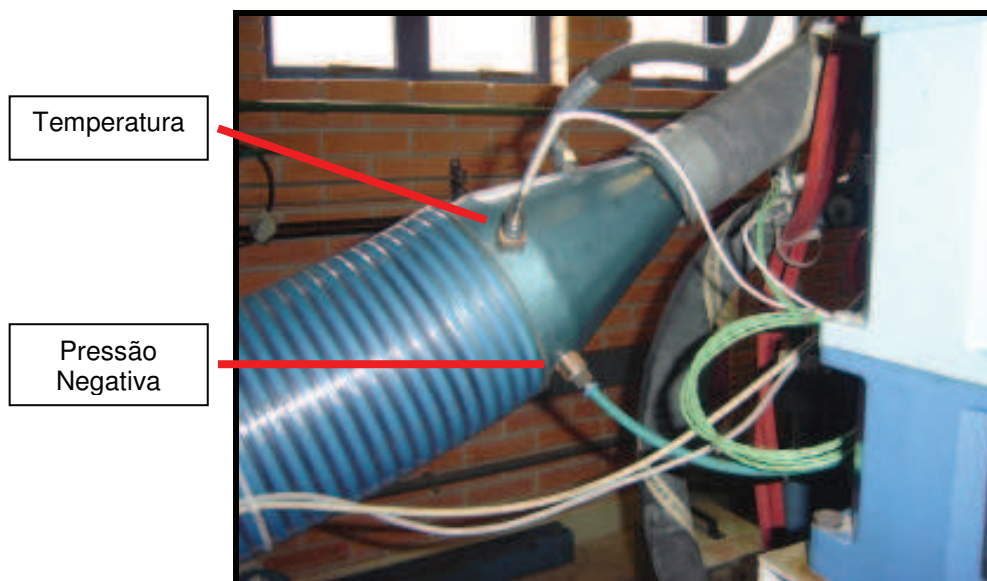


Figura 33 – Tomada de pressão e temperatura na entrada de ar.

3.3.6 Coletor de admissão

A temperatura e a pressão no coletor de admissão do motor também foram monitoradas durante os testes. A pressão medida nesse ponto representa, indiretamente, a eficiência do turbo compressor, por ser uma pressão resultante da compressão do ar, feita pelo compressor, a fim de melhorar a eficiência volumétrica do motor. A temperatura, nesse caso, também está correlata à eficiência volumétrica do motor, pois com a diminuição da temperatura do ar ocorre o aumento da densidade do ar, o que resulta na admissão de maior quantidade mássica de ar pelo cilindro do motor. A Figura 34 mostra o ponto de tomada de pressão no coletor de admissão e o termorresistor (PT-100) instalado para medição da temperatura.

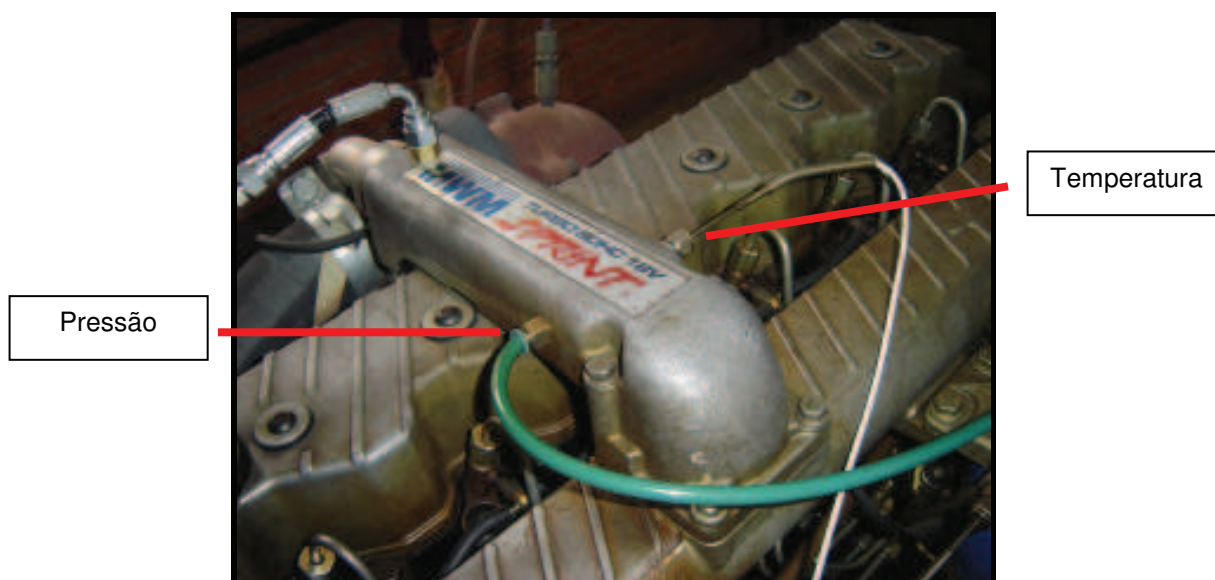


Figura 34 – Tomada de pressão e temperatura no coletor de admissão.

3.3.7 Coletor de escape

A temperatura no coletor de escape é a temperatura mais alta medida no motor, sendo esta a temperatura que mais se aproxima da temperatura dos gases na saída da válvula de exaustão do cilindro. A temperatura no coletor de escape é muito utilizada para limitar a operação de funcionamento do motor, com o objetivo de preservar a integridade dos componentes quanto ao excesso de temperatura. O termopar que mede a temperatura dos gases no coletor de escape está instalado no próprio coletor de escape, na direção dos gases de exaustão do primeiro cilindro do motor, a contar pelo lado da polia. A pressão do coletor de escape foi tomada próxima à saída dos gases do coletor, no flange de fixação do turbo compressor ao coletor. A Figura 35 mostra o termopar instalado, no coletor de escape, e o ponto da tomada de pressão feito junto à flange de fixação do turbo compressor ao coletor.

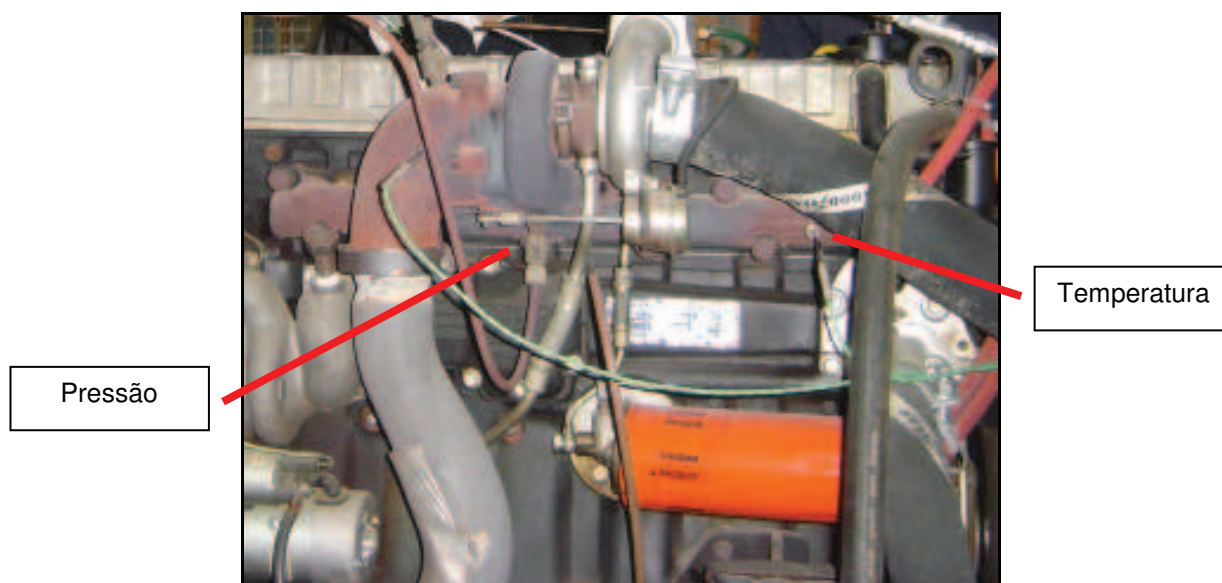


Figura 35 – Tomada de pressão e temperatura no coletor de escape.

3.3.8 Escapamento

A temperatura do escapamento foi medida logo após a saída dos gases da turbina, onde também foi feita a tomada da pressão. A pressão medida, do escapamento, representa a contrapressão na linha do escapamento para a liberação dos gases para a atmosfera. A Figura 36 mostra a posição de fixação do termopar e da tomada de pressão, na linha de escapamento.

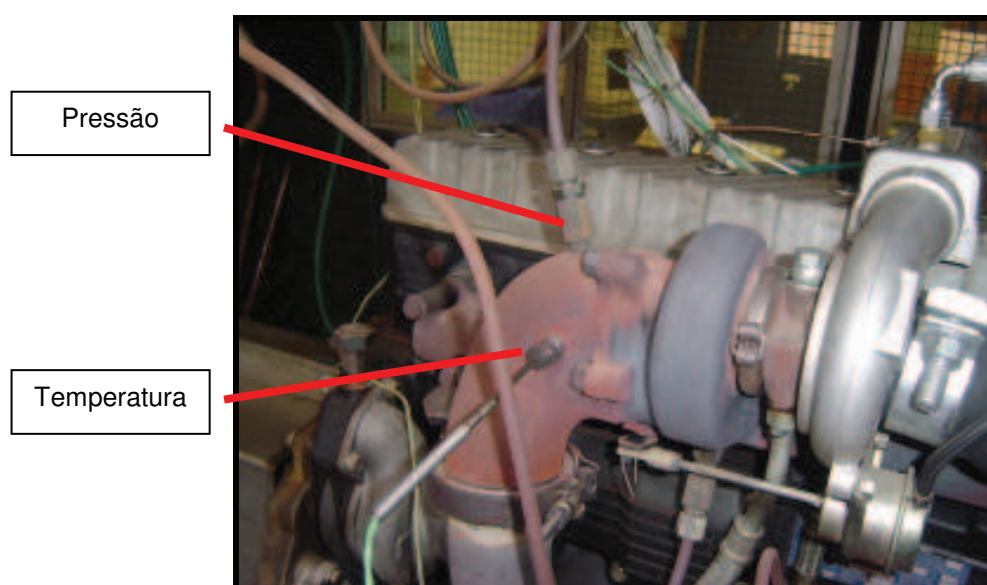


Figura 36 – Tomada de pressão e temperatura no escapamento.

3.3.9 Temperatura do diesel

A temperatura do diesel foi medida na saída do filtro de combustível, como mostra a Figura 37, o que representa a medição da temperatura do diesel pouco antes da entrada na bomba injetora. É importante controlar a temperatura do diesel para assegurar que, nas análises comparativas entre medições, o comportamento da combustão não seja influenciado pelas diferenças de densidade e viscosidade do diesel, o que pode resultar, por exemplo, em mudança de comportamento do jato diesel e conseqüente alteração no atraso da ignição piloto, na combustão DG.

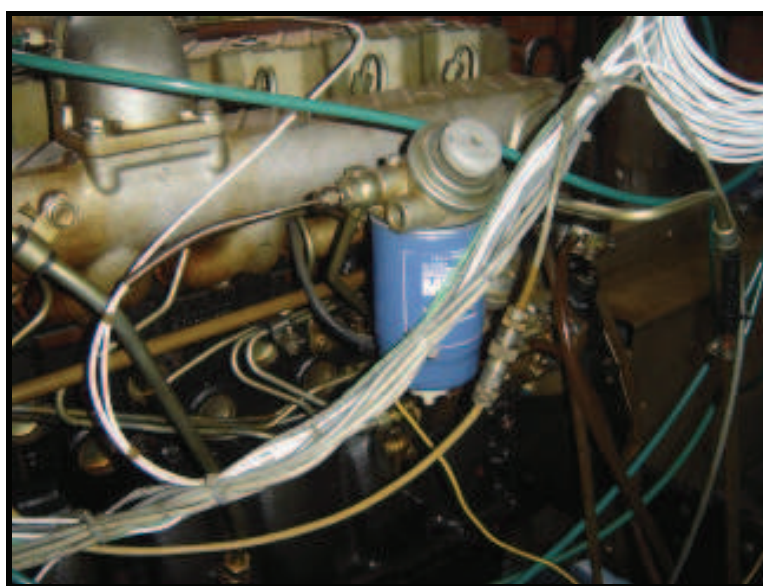


Figura 37 – Tomada de temperatura do óleo diesel.

3.3.10 Água de arrefecimento

A temperatura da água de arrefecimento do motor também foi monitorada durante os testes, sendo medida na entrada e na saída do bloco do motor. O controle para a liberação da circulação da água foi feito pelo sistema original do motor, que consiste no uso de uma válvula termostática que libera o fluxo de água para circulação, ao atingir 80 °C. O monitoramento da temperatura na entrada e na saída do bloco do motor permite acompanhar o funcionamento da válvula termostática, e o controle da temperatura da água de arrefecimento é importante para prevenir o superaquecimento do motor, evitando assim, possíveis danos aos componentes. A

Figura 38 mostra o termorresistor (PT-100) instalado para medir a temperatura da água na entrada do bloco e a Figura 39, o termorresistor (PT-100) na saída do bloco.

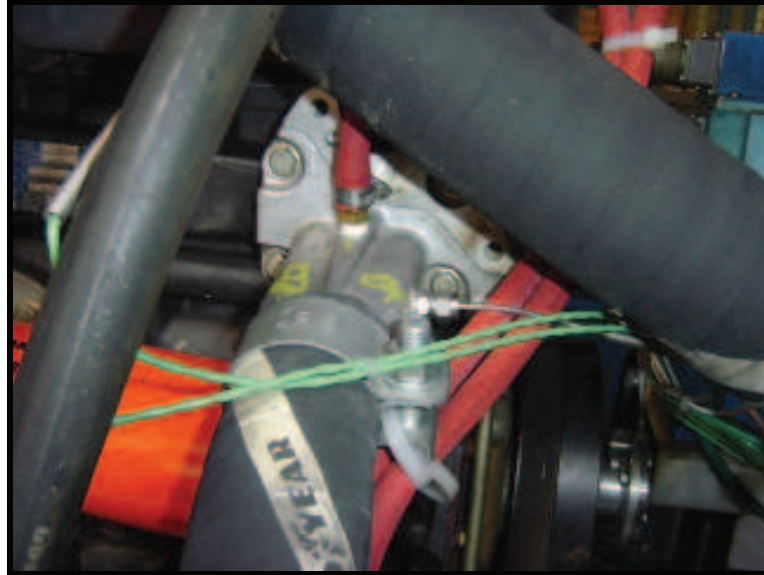


Figura 38 – Tomada de temperatura na entrada da água de arrefecimento.



Figura 39 – Tomada de temperatura na saída da água de arrefecimento.

3.3.11 Óleo lubrificante

A temperatura e a pressão na galeria, por onde percorre o óleo lubrificante do motor, foi monitorada durante os testes. A pressão na galeria de óleo diminui

consideravelmente quando a captação do óleo lubrificante, no cárter, fica impossibilitada devido o baixo nível, portanto, é importante monitorar a pressão da galeria de óleo para identificar rapidamente a falta de óleo. A temperatura do óleo lubrificante é usada como referência para iniciar as atividades de testes, uma vez que sua estabilização representa a condição de motor aquecido. A tomada de pressão da galeria de óleo lubrificante foi feita na entrada do filtro de óleo lubrificante, conforme mostra a Figura 40, e o termorresistor (PT-100) para medir a temperatura do óleo lubrificante foi instalado, na galeria, próximo a bomba de óleo do motor, conforme mostra a Figura 41.



Figura 40 – Tomada de pressão da galeria de óleo lubrificante.

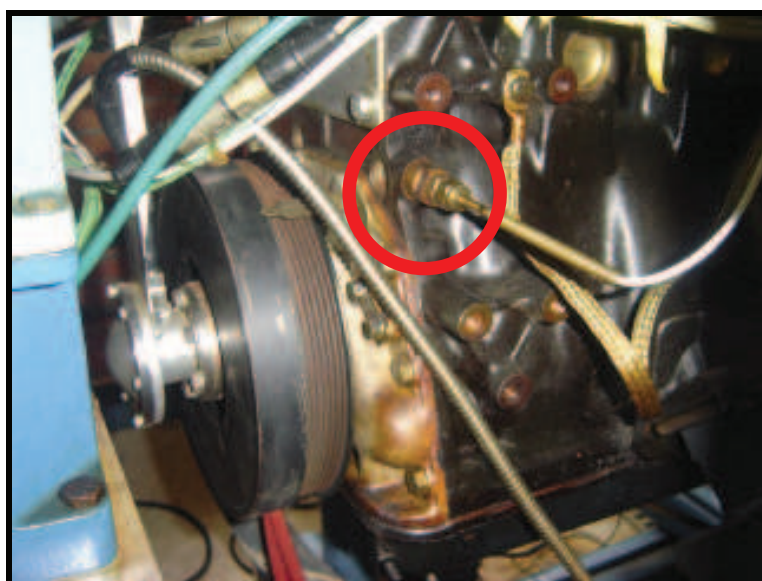


Figura 41 – Tomada de temperatura do óleo lubrificante.

3.4 Procedimento experimental

Todas as operações de teste com o motor foram realizadas seguindo um procedimento experimental, a fim de garantir a padronização dos métodos utilizados, para a obtenção dos dados e evitar possíveis interferências que pudessem comprometer os resultados apresentados pelo motor. Dessa forma, foi possível realizar estudos comparativos a partir dos resultados obtidos, avaliando a influência sobre o funcionamento do motor, decorrente da variação da posição de injeção de GNV, da temperatura do GNV e da relação ar-combustível. Seguir os procedimentos experimentais delineados também teve como objetivo preservar o motor de possíveis operações errôneas, o que poderia causar danos ao mesmo ou, em caso extremo, ocasionar acidentes.

3.4.1 Determinação e obtenção da taxa de substituição

O termo taxa de substituição da combustão DG, neste trabalho, representa o percentual de óleo diesel substituído por GNV, no processo de combustão. Para determinar a taxa de substituição do processo de combustão DG, é necessário conhecer a vazão mássica de diesel da injeção piloto, na operação DG, e a vazão mássica de diesel, na operação diesel, nas mesmas condições de torque e rotação do motor. Com essas informações, calcula-se a taxa de substituição, em percentual, pela seguinte equação:

$$\text{Taxa de substituição (\%)} = \left(1 - \left(\frac{\text{vazão diesel da operação DG (kg/h)}}{\text{vazão diesel da operação Diesel (kg/h)}} \right) \right) \times 100$$

Para obter a taxa de substituição desejada, nos ensaios realizados neste trabalho, seguiu-se um procedimento que consiste em, primeiramente, condicionar o motor na condição desejada, no modo de operação diesel, registrando-se os dados de referência (vazão mássica de diesel, rotação e torque do motor). Em seguida, calcula-se a vazão da injeção piloto a partir da taxa de substituição a ser testada e, mantendo a mesma rotação do motor, diminui-se a quantidade de diesel injetada até obter a vazão mássica correspondente à taxa de substituição desejada. Finalmente,

o fluxo de GNV é liberado, abrindo-se a válvula de regulação de fluxo, lentamente, até que o motor reproduza o valor de torque de referência registrado na operação diesel. Após realizar as devidas avaliações na operação DG, o fluxo de GNV é bloqueado totalmente pelo fechamento da válvula de regulação de fluxo, e só após a ausência total de GNV na linha de admissão de ar do motor, alterava-se a rotação do motor ou a quantidade injetada de diesel.

O procedimento adotado para a obtenção da taxa de substituição, quando respeitada a sequência de operações descrita, evita que o motor seja submetido a condições de funcionamento com o torque acima da referência original, correspondente à operação diesel, evitando possíveis danos ao motor. A abertura da válvula de regulação de fluxo de GNV, de forma lenta, também evita que o torque do motor exceda o valor de referência original, por prevenir o aumento abrupto do torque do motor durante o aumento do fluxo de GNV, uma vez que o GNV, após a abertura da válvula de regulação de fluxo, leva algum tempo até percorrer a linha de baixa pressão de GNV e chegar na câmara de combustão.

3.4.2 Comparativo: operação diesel e DG

A análise das operações Diesel e DG foram feitas a partir dos dados de pressão, na câmara de combustão e na linha de alta pressão de diesel, sincronizados com a posição angular do virabrequim do motor, gravados pelo sistema de aquisição apresentado no item 3.2.4. Para a realização da análise comparativa, foram coletados os dados com o motor na operação diesel e DG, na mesma condição de torque e rotação do motor, sendo que na operação DG os dados foram coletados, em duas condições de funcionamento, com o GNV sendo injetado antes e depois do turbo.

A análise das operações Diesel e DG, através dos dados de pressão da câmara de combustão, teriam sido feitas em todas as condições testadas com o motor, porém a aquisição dos dados de pressão de combustão foi interrompida devido a uma falha apresentada pelo sistema de aquisição da universidade, resultando na aquisição em apenas algumas das condições testadas com o motor. Para aquelas condições em

que a pressão de combustão não foi medida, os dados de consumo de combustível do motor foram utilizados como base para a análise.

3.4.3 Comparativo: injeção de GNV antes e depois do turbo

A análise comparativa do funcionamento do motor em operação DG, com o GNV sendo injetado antes e depois do turbo, foi feita através dos dados de consumo de GNV, com o motor nas mesmas condições de torque e rotação.

O procedimento adotado para a execução do comparativo entre o funcionamento do motor com o GNV sendo injetado antes e depois do turbo consiste em, inicialmente, estabelecer a taxa de substituição desejada, conforme o procedimento apresentado no item 3.4.1, com o GNV sendo injetado antes do turbo. Nessa condição, todos os dados do motor são gravados pelo sistema de aquisição PUMA, conforme item 3.2.3, e manualmente são anotados os valores de vazão, temperatura e densidade do GNV. Em seguida, o fluxo de GNV é bloqueado, através do fechamento da válvula reguladora de vazão de GNV, e com o uso do sistema de direcionamento do GNV, apresentado no item 3.1.6, faz-se a mudança da posição de injeção de GNV, de antes para depois do turbo. O manuseio das válvulas de esfera, deve sempre seguir a sequência de primeiro fechar a válvula que se encontra aberta e depois abrir a que se encontra fechada, atentando-se para que nunca exista a condição das duas válvulas de esfera abertas simultaneamente. Por fim, libera-se novamente o fluxo de GNV, através da abertura da válvula de regulação de vazão de GNV, até obter a mesma condição de torque do motor, da medição de referência, e faz-se a aquisição dos dados do motor e do GNV.

3.4.4 Comparativo: variação na temperatura do GNV

A análise do funcionamento do motor em operação DG, com variação na temperatura do GNV, foi feita através do comparativo de consumo de GNV entre duas medições, com o motor nas mesmas condições de torque e rotação, diferenciando entre elas apenas a temperatura do GNV injetado na linha de

admissão de ar do motor. Para essas medições, a posição de injeção de GNV na linha de admissão de ar do motor ocorreu depois do turbo.

A variação da temperatura do GNV se fez pelo resfriamento que ocorre com o próprio GNV devido à queda brusca de pressão, ao passar pela reguladora de pressão, sendo que quanto maior a queda da pressão e maior a vazão da linha, mais energia é liberada pelo GNV no processo de expansão, o que faz com que a temperatura caia consideravelmente na linha de baixa pressão de GNV. Dessa forma, o procedimento adotado para obter as duas medições, com diferentes temperaturas de GNV, consiste em inicialmente condicionar o motor com a taxa de substituição desejada, conforme o procedimento apresentado no item 3.4.1, e nessa condição gravar os dados do motor através do sistema de aquisição PUMA, conforme item 3.2.3, e anotar manualmente os valores de vazão, temperatura e densidade do GNV. Após, feita a primeira medição, mantém-se o motor na mesma condição de operação por alguns minutos, acompanhando o valor de temperatura do GNV, que tende a diminuir, até que a temperatura se estabilize. Com a estabilização da temperatura do GNV, verifica-se o valor de torque do motor e se necessário ajusta-se, através da vazão de GNV, o torque ao valor de referência original, e faz-se a segunda medição, com a aquisição dos dados do motor e do GNV.

3.4.5 Comparativo: mudança da relação ar-combustível

A análise do funcionamento do motor em operação DG, com variação na relação ar-combustível, foi feita através do comparativo de consumo de GNV entre duas medições, com o motor nas mesmas condições de torque e rotação, diferenciando entre elas apenas a vazão de ar admitida pelo motor. Para essas medições, a posição de injeção de GNV na linha de admissão de ar do motor ocorreu depois do turbo.

A variação da vazão de ar admitida pelo motor foi feita utilizando a *waste gate* do turbo compressor. Para algumas condições de funcionamento do motor, em que a abertura da *waste gate* do turbo compressor não ocorria, foi possível desconectar a haste do atuador do turbo e proporcionar a abertura total da *waste gate*, dessa forma

a eficiência do turbo é comprometida e consequentemente a quantidade de ar admitida pelo motor é diminuída. Com isso, o procedimento adotado para obter as duas medições, com diferentes vazões de ar, consiste em inicialmente condicionar o motor com a taxa de substituição desejada, conforme o procedimento apresentado no item 3.4.1, e nessa condição gravar os dados do motor através do sistema de aquisição PUMA, conforme item 3.2.3, e anotar manualmente os valores de vazão, temperatura e densidade do GNV. Na sequência, o fluxo de GNV é bloqueado e o motor levado à condição de marcha lenta, para permitir a desconexão da haste da *waste gate* do turbo. Feita a intervenção no turbo, o motor é colocado novamente na condição desejada de taxa de substituição, conforme o procedimento apresentado no item 3.4.1, e faz-se a segunda medição, com a aquisição dos dados do motor e do GNV.

Capítulo 4

Análise e Discussão dos Dados

Através da análise da literatura realizada neste trabalho, identificou-se que a tecnologia DG é aplicada e pesquisada em vários países, por motivos econômicos, políticos e/ou ambientais. Por se tratar de um tema inovador e de abrangência internacional, vários nomes são dados ao sistema, em diferentes idiomas, possibilitando conflitos na utilização da nomenclatura adotada. No mundo, pode ser conhecido como 'Bi-Fuel' ou 'Dual Fuel', sendo necessário especificar os tipos de combustíveis utilizados, no caso deste trabalho, diesel e GNV. No Brasil, o termo 'Flex' e 'Bi-combustível' foram encontrados, também requerendo a especificação de uso do diesel e do GNV, uma vez que o mercado automotivo brasileiro dispõe de outras tecnologias que levam o termo 'Flex', como exemplo, a técnica da utilização do álcool e da gasolina combinados.

Com o estudo da literatura verificou-se também que, na combustão DG, o GNV não pode substituir completamente o diesel. Mesmo com a taxa de compressão elevada, quando comparada à taxa do motor do ciclo Otto, a câmara de combustão do motor diesel não pode atingir temperaturas tão elevadas, que possibilitem a auto-ignição do GNV, apenas com a compressão.

Quanto às questões ambientais, as informações encontradas nas referências bibliográficas reportam que o motor DG apresenta mudanças nas emissões de poluentes, quando comparado ao motor diesel original, sendo que de forma geral, os resultados mostraram redução de PM e aumento das emissões de HC. Foram encontradas contradições entre os resultados, apresentados por diferentes autores e pesquisadores, referentes às emissões de CO e NOx, deixando transparecer que o sistema de controle do motor teve a principal influência nesses resultados. Entretanto, a utilização de catalisadores para redução de NOx, CO e/ou HC foram testados e os resultados apontaram estes, como recursos viáveis de utilização.

O fenômeno de detonação também foi abordado pela maioria dos autores, apontado como principal obstáculo para a técnica de fumigação nos motores DG, podendo

levar o motor ao colapso. Verificou-se que a detonação pode ser identificada das seguintes formas:

- De forma direta, por meio de medições da pressão no cilindro durante o ciclo de compressão e expansão do motor;
- De forma indireta, por meio de medições de vibração associadas ao limite de frequência de detonação;
- De forma empírica, através da identificação de um ruído característico do motor, descrito como ruído metálico, possível de ser identificado pela audição humana.

Para proteger o motor dos efeitos da detonação, diferentes técnicas foram apresentadas, sendo:

- Mudança de modo DG para diesel;
- Redução da injeção do GNV, o que acarreta em diminuição da potência do motor;
- Redução da injeção do GNV e aumento da piloto, que permite manter a mesma potência do motor.

4.1 Combustão Diesel-Gás

O processo de combustão do motor DG por fumigação tem características próprias. Por utilizar dois combustíveis de diferentes temperaturas de auto-ignição, durante a combustão do motor, pode-se observar a ocorrência de duas combustões separadas, que se comportam diferentemente a cada condição de torque e rotação durante o funcionamento do motor. Na combustão do diesel, a auto-ignição e a velocidade da queima não ocorrem da mesma forma que no motor diesel convencional, pois a quantidade injetada é reduzida e a presença do GNV, no ar admitido, muda a temperatura e a concentração do oxigênio disponível para a combustão. A temperatura de auto-ignição do GNV também tem grande influência na qualidade da combustão, porém essa propriedade do gás está condicionada a sua composição, que pode ter variações entre as diversas fontes de fornecimento.

Com o estudo experimental foi possível observar, através das curvas de pressão de combustão, a evolução da pressão durante os processos de combustão, permitindo fazer uma análise qualitativa entre as curvas geradas a partir das operações diesel e DG. Nas Figuras 42 à 51 é possível observar as curvas de pressão de combustão, das operações diesel e DG, estando disponível também a curva de pressão da linha de alta pressão do diesel, que informa indiretamente o início da injeção diesel e o tempo de abertura do bico injetor diesel. Por motivo de falha do equipamento, conforme mencionado no item 3.4.2, não foi possível coletar os dados da pressão de combustão em todas as condições testadas com o motor, dessa forma, apenas as condições testadas na rotação de 1000 rpm foram contempladas por esse tipo de análise. A análise dos resultados mostra que, na rotação de 1000 rpm, a curva de pressão de combustão da operação DG se desenvolve da mesma forma, quando o GNV é injetado antes ou depois do turbo. As diferenças observadas, entre as curvas de pressão de combustão, acontecem quando são comparadas as operações em diesel e em DG, porém, cada condição de carga do motor e taxa de substituição testada apresentaram diferentes tendências quando comparadas às mesmas bases de referência na operação diesel.

Nas Figuras 42 e 43 são visualizadas as curvas na condição de 52 Nm de torque do motor, o que representa para esta rotação do motor uma carga parcial equivalente a 25% da plena carga. A análise desses dados, comparando as curvas de pressão em operação DG com base nas operações de referência em diesel, permite observar a tendência de aumento do atraso da ignição do GNV ao se aumentar a taxa de substituição do óleo diesel. Essa tendência é visualizada na curva de pressão ao verificar que, na Figura 43, o segmento da curva de pressão correspondente a combustão do GNV, sendo esse segmento sugerido por NWAFOR (2003) representado pelo segmento D-E da Figura 01 no item 2.4, tende a se distanciar, para a direita, da curva de referência em diesel, indicando o início da ignição do GNV mais tardio, comparado ao mesmo segmento de curva da Figura 42. Esse efeito ocorre porque ao diminuir a quantidade injetada de óleo diesel na injeção piloto, a temperatura na câmara de combustão que é resultante da combustão do diesel somada ao aumento progressivo da pressão de compressão, ocorre de forma mais lenta até atingir a TAI do GNV. Além disso, pode ser observado que nessa

condição de operação do motor, ao se aumentar a taxa de substituição do óleo diesel ocorre a diminuição do pico de pressão na câmara de combustão.

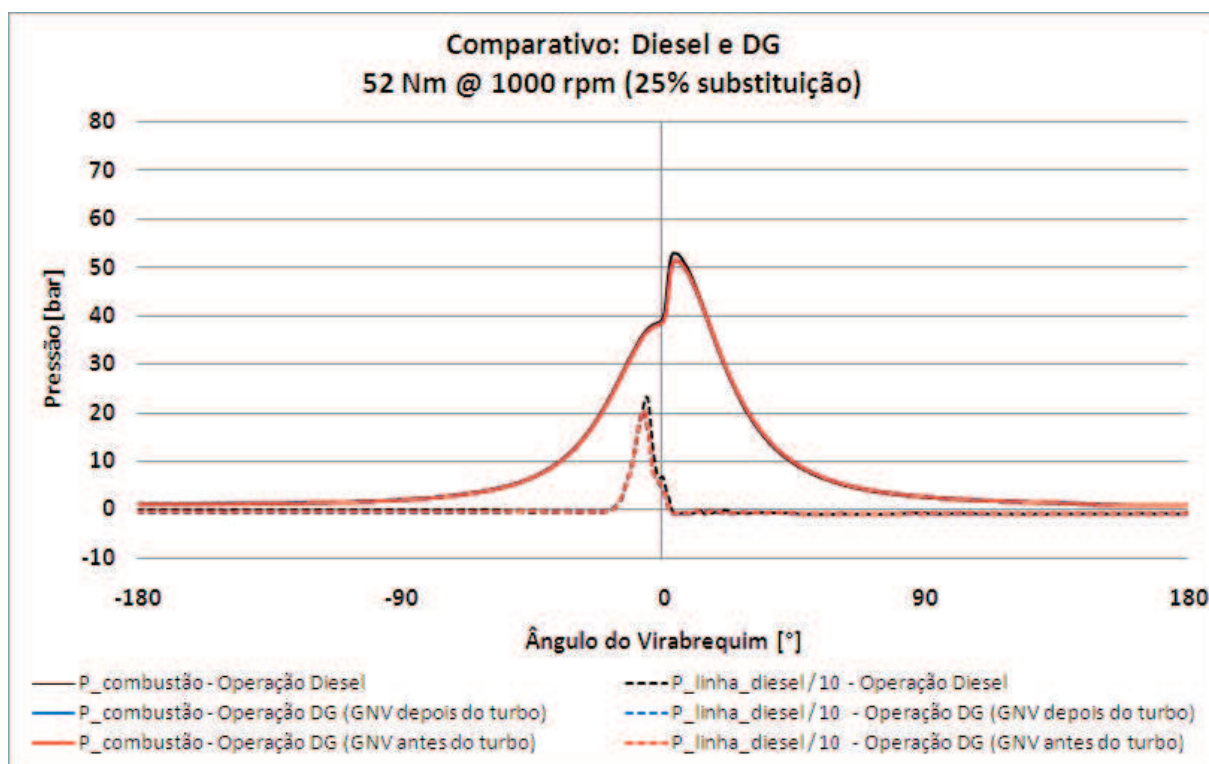


Figura 42 – Pressão de combustão – 52 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).

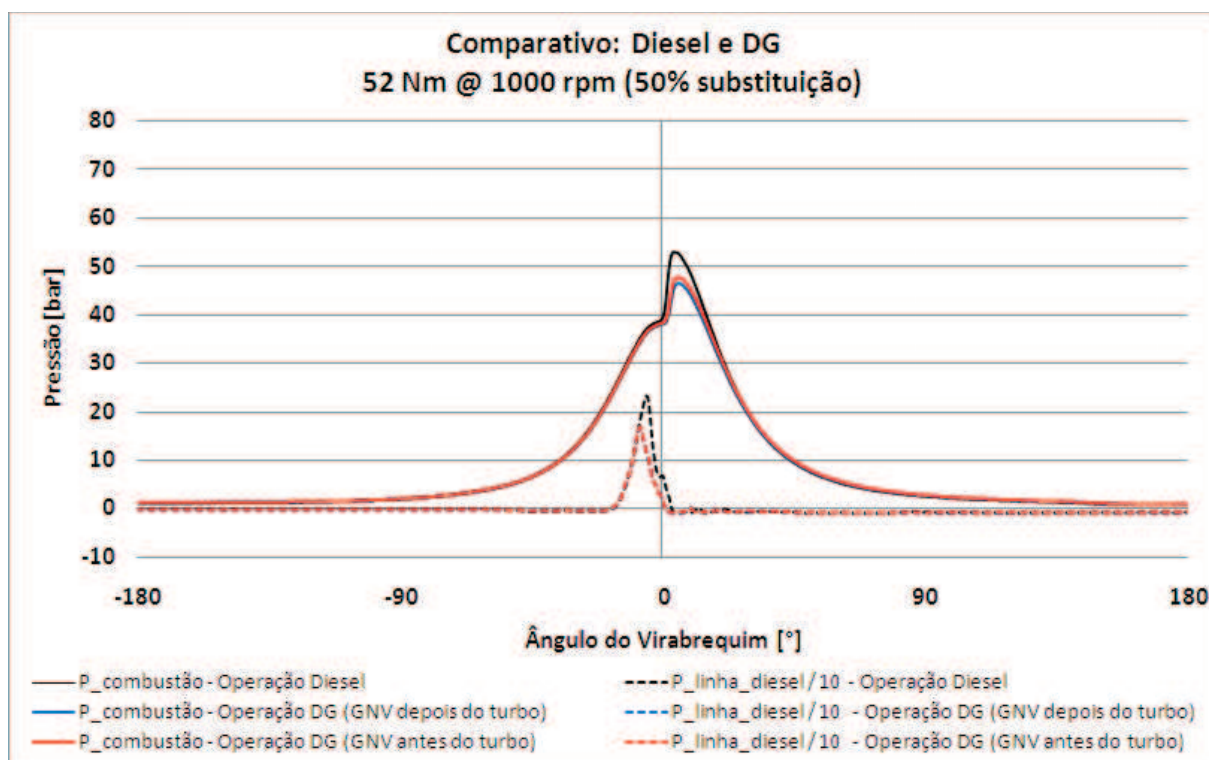


Figura 43 – Pressão de combustão – 52 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).

Nas Figuras 44 e 45 são visualizadas as curvas na condição de 106 Nm de torque do motor, o que representa para esta rotação do motor uma carga parcial equivalente a 50% da plena carga. A análise desses dados, comparando as curvas de pressão em operação DG com base nas operações de referência em diesel, permite observar novamente a tendência de aumento do atraso da ignição do GNV ao aumentar a taxa de substituição do diesel. Também pode ser observado que nessa condição de operação do motor, conforme se aumenta a taxa de substituição do diesel, ocorre o aumento do estágio de difusão da combustão DG, sendo esse representado pelo segmento E-F da Figura 01 no item 2.4, sugerido por NWAFOR (2003). Essa ocorrência é observada na Figura 45 ao verificar que o segmento correspondente ao estágio de difusão da combustão DG tende a se distanciar, para a direita, da curva de referência em diesel, comparado ao mesmo segmento de curva da Figura 44. Esse efeito, segundo NWAFOR (2003), ocorre provavelmente devido a baixa taxa de queima do GNV comparada a do óleo diesel. Nessa condição de operação do motor, os picos de pressão na câmara de combustão na operação DG são semelhantes aos registrados na operação diesel, mas ainda apresentando uma tendência de diminuição do pico de pressão ao se aumentar a taxa de substituição.

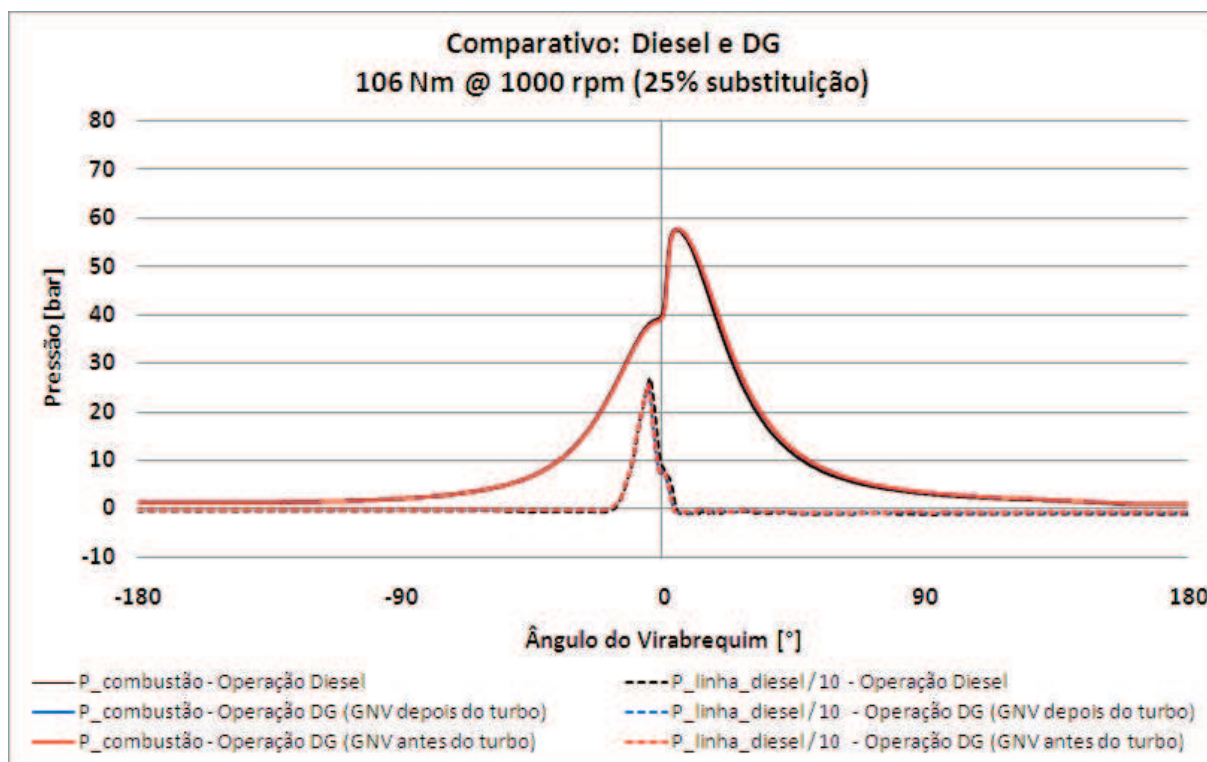


Figura 44 – Pressão de combustão – 106 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).

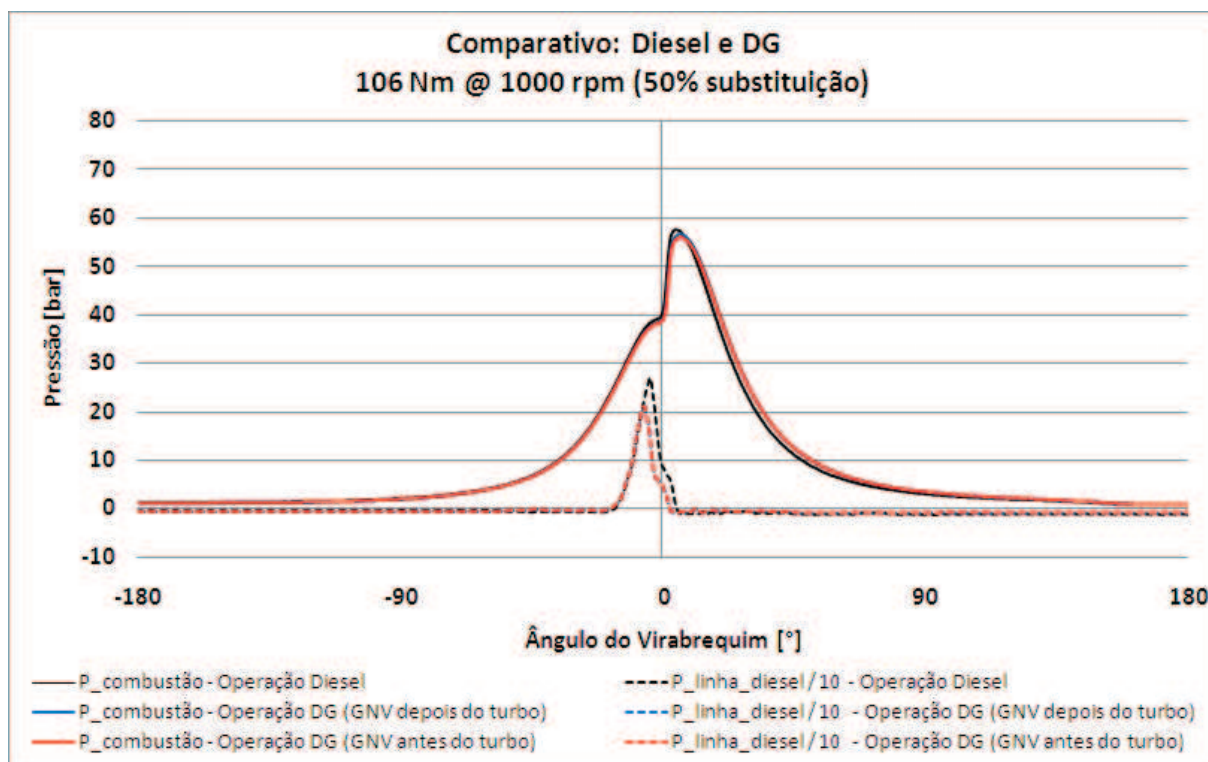


Figura 45 – Pressão de combustão – 106 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).

Nas Figuras 46 e 47 são visualizadas as curvas na condição de 158 Nm de torque do motor, o que representa para esta rotação do motor uma carga parcial equivalente a 75% da plena carga. A análise desses dados, comparando as curvas de pressão em operação DG com base nas operações de referência em diesel, permite observar algumas tendências, quando se aumenta a taxa de substituição na operação DG, sendo: o aumento do atraso da ignição do GNV, o aumento do estágio de difusão da combustão e o aumento da taxa de elevação da pressão na combustão do GNV. O aumento do atraso da ignição do GNV e o aumento do estágio de difusão da combustão ocorrem como nos comparativos anteriores. O aumento da taxa de elevação da pressão, na combustão do GNV, pode ser notado pela mudança da inclinação do segmento da curva de pressão correspondente a combustão do GNV, segmento D-E da Figura 01, conforme sugerido por NWAFOR (2003) no item 2.4. Este último efeito também é observado por SAHOO *et al.* (2008), que diante de seus estudos conclui que o aumento da taxa de elevação da pressão ocorre com o aumento da carga do motor. Nessa condição de operação do motor não se percebe alteração significativa do pico de pressão ao se aumentar a taxa de substituição, entretanto ficam evidentes que os valores de pressão da operação DG

são maiores, quando comparados aos da operação diesel, sendo assim, forma-se um novo cenário de tendência, levando em consideração os comparativos realizados anteriormente em diferentes cargas do motor. Tal cenário consiste na elevação do pico de pressão na combustão DG que reage de forma mais sensível ao incremento de carga do motor, comparado ao que ocorre na combustão diesel, ou seja, em alta carga ocorre maior pico de pressão na combustão DG do que na combustão diesel, ao passo que em baixa carga o pico de pressão da combustão diesel é maior que da combustão DG.

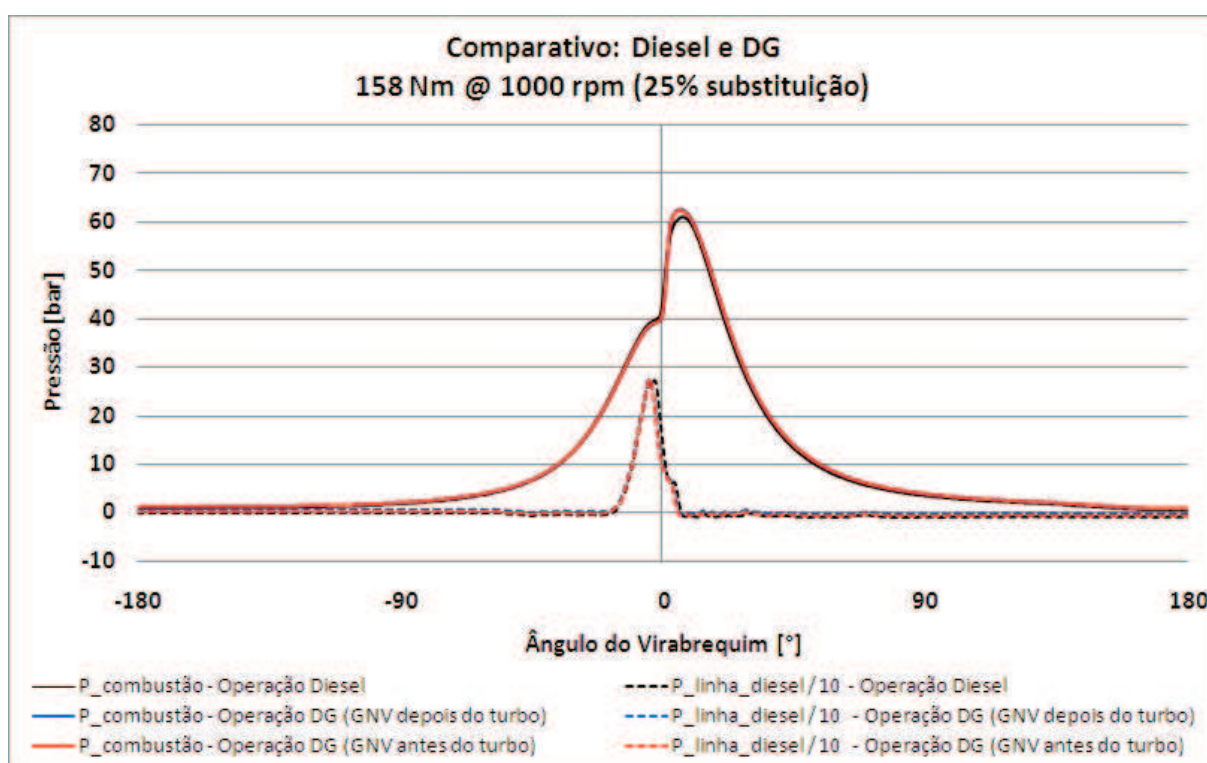


Figura 46 – Pressão de combustão – 158 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).

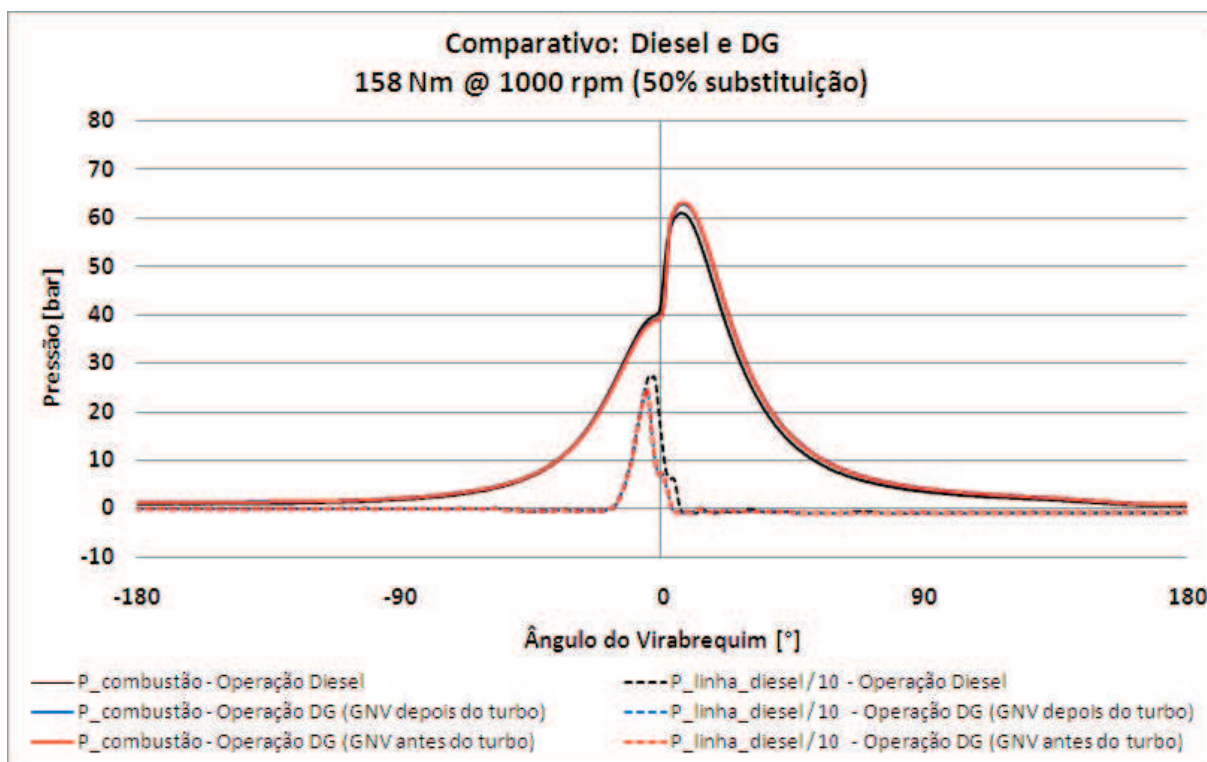


Figura 47 – Pressão de combustão – 158 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).

Nas Figuras 48 à 51 são visualizadas as curvas na condição de 210 Nm de torque do motor, o que representa para esta rotação do motor a plena carga. A análise desses dados, comparando as curvas de pressão em operação DG com base nas operações de referência em diesel, permite observar algumas tendências, quando se aumenta a taxa de substituição na operação DG: o aumento do atraso da ignição do GNV, o aumento da taxa de elevação da pressão na combustão do GNV e, ao contrário do que foi visto nas condições de baixa carga, o aumento do pico de pressão. Nessa condição de plena carga do motor, nas diferentes taxas de substituição testadas, não foi possível perceber diferença entre os estágios de difusão da combustão.

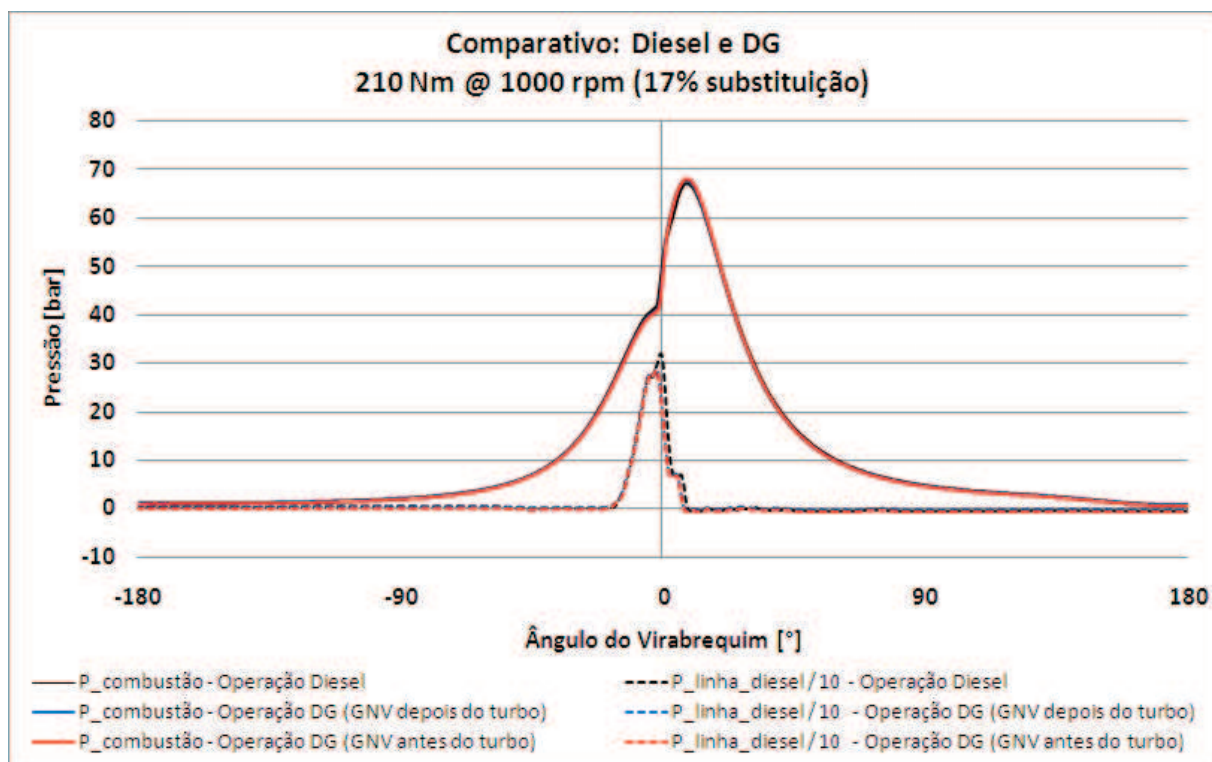


Figura 48 – Pressão de combustão – 210 Nm @ 1000 rpm (17% substituição).

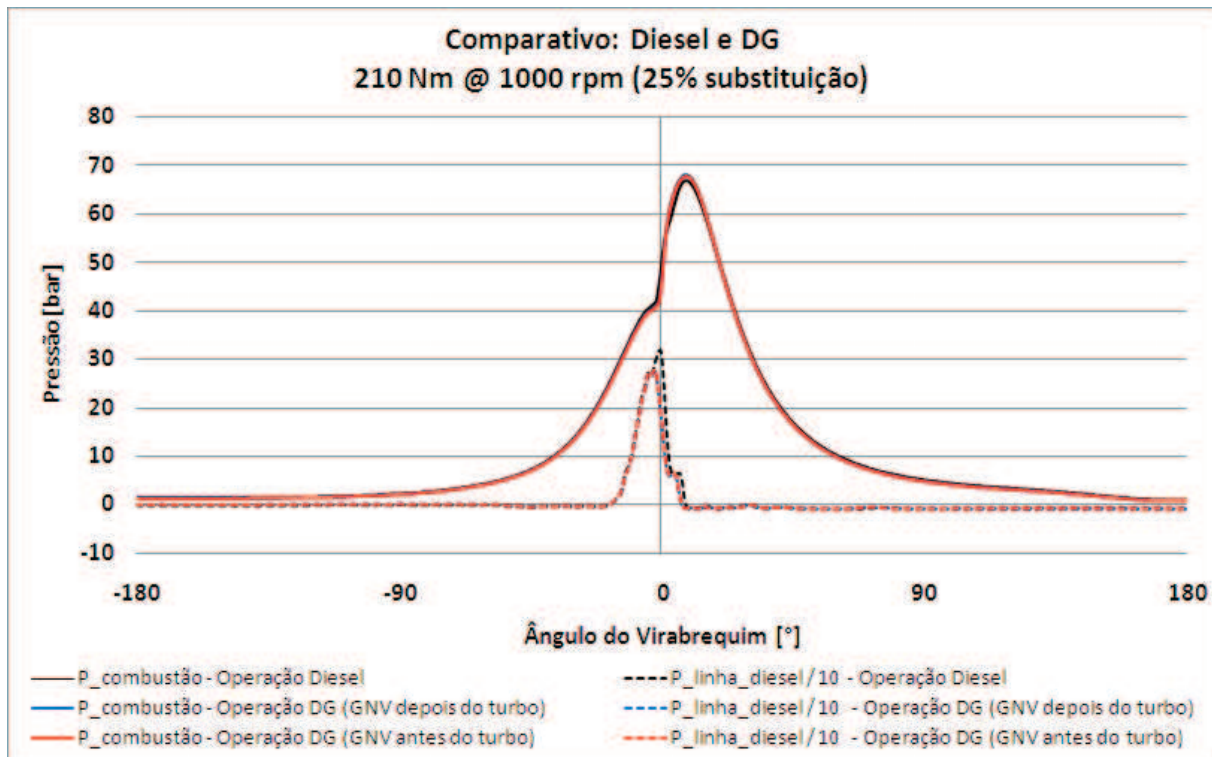


Figura 49 – Pressão de combustão – 210 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).

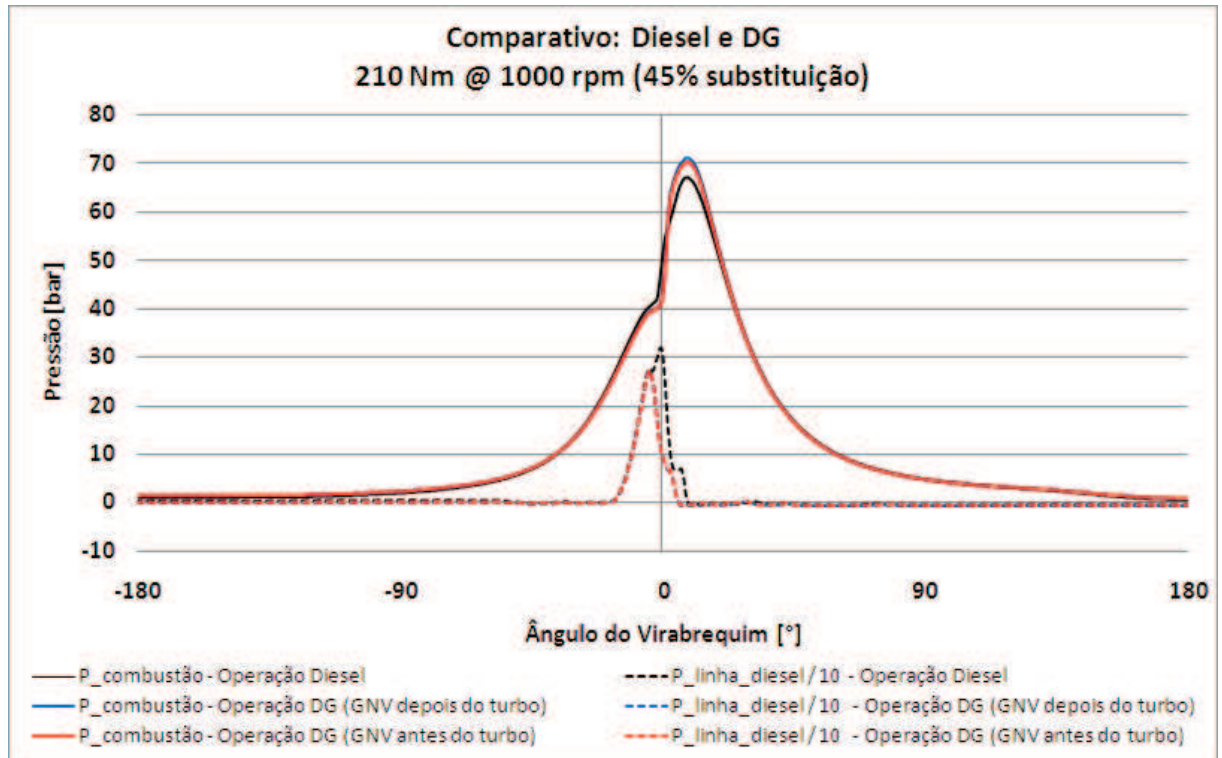


Figura 50 – Pressão de combustão – 210 Nm @ 1000 rpm (45% substituição).

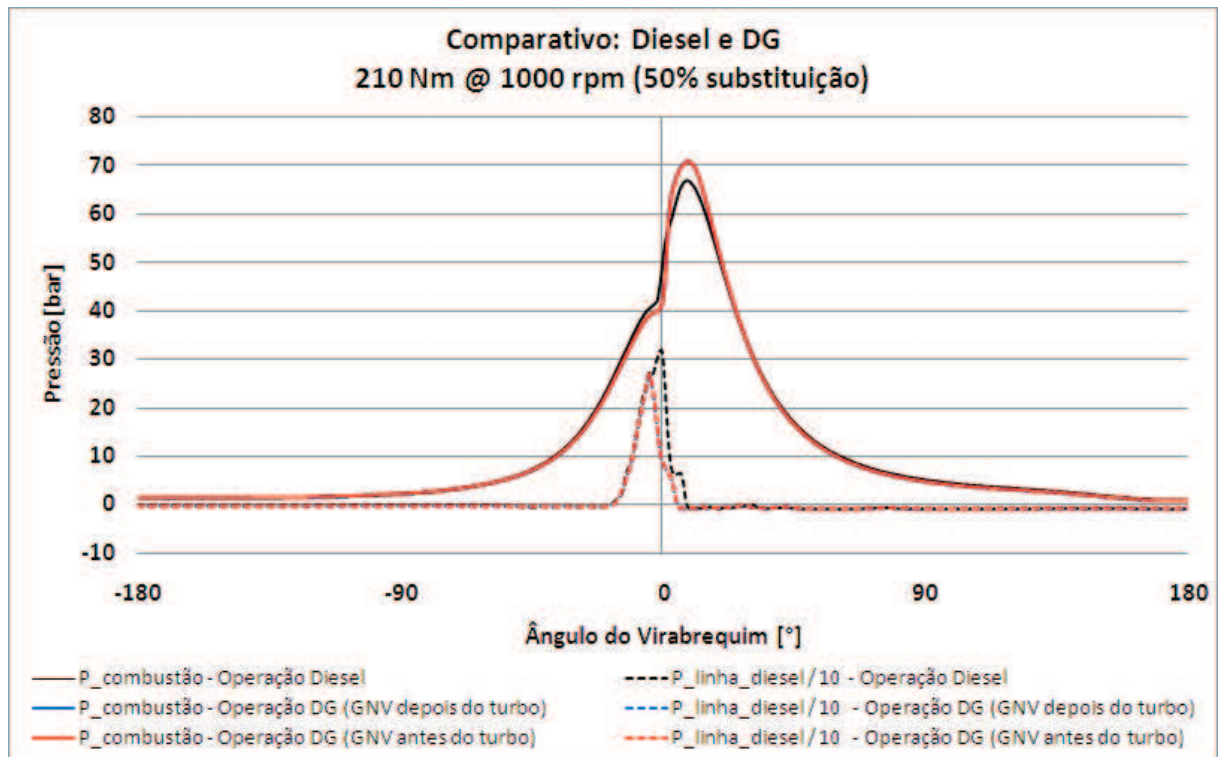


Figura 51 – Pressão de combustão – 210 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).

4.2 Taxa de substituição

O motor diesel, quando convertido em DG por fumigação, pode funcionar com diferentes taxas de substituição, o que depende da técnica de controle e da condição de operação do motor, podendo admitir, conforme as publicações analisadas, substituições do diesel por GNV de até 90%. A representatividade desta substituição de combustível, em redução de custo de despesas em combustível, pode chegar em 36%, o que dependendo da utilização do veículo, pode proporcionar retorno do investimento em 11 meses (DAYRELL *apud* REVISTA ÔNIBUS, 2006).

No estudo experimental aqui apresentado foram visitadas algumas condições do motor, respeitando a delimitação do trabalho quanto à taxa de substituição máxima de 53%, conforme item 1.3. Após a compilação dos dados experimentais foi possível observar que a substituição do diesel por GNV não ocorre de forma proporcional, quando comparadas às diferentes condições de torque, rotação e taxa de substituição do motor em operação DG.

A Figura 52 mostra a proporção de diesel e GNV, consumidos na operação DG, comparados ao consumo de referência da operação diesel. A linha vermelha tracejada que aparece no gráfico é usada para mostrar que se a quantidade de GNV coincidissem com a linha vermelha tracejada, seria esta uma situação em que a massa de diesel foi substituída pela mesma massa de GNV (na proporção de um para um), ou seja, o motor aproveitou a mesma energia por unidade de massa de ambos os combustíveis. Na condição de operação do motor com o torque de 52 Nm e 1000 rpm (o que representa uma carga parcial equivalente a 25% da plena carga), é possível observar que foi necessária uma maior vazão mássica de GNV, comparada à massa de diesel que estava sendo substituída, para sustentar a mesma condição de torque e rotação do motor. Essa correlação do aproveitamento energético entre o diesel e o GNV, nessa condição de torque e rotação, é confirmada pelo aumento proporcional da vazão de GNV ao aumentar a taxa de substituição.

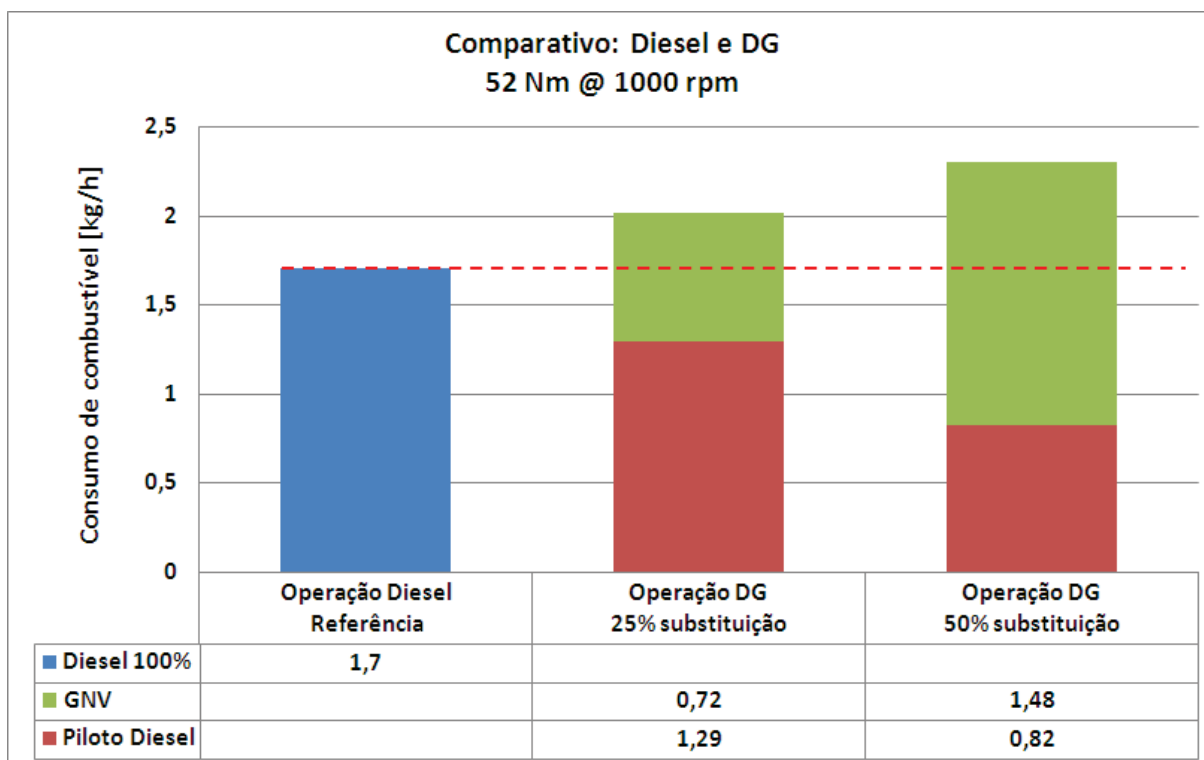


Figura 52 – Aproveitamento energético do GNV – 52 Nm @ 1000 rpm.

Seguindo o mesmo raciocínio adotado na interpretação do gráfico da Figura 52, na Figura 53 é possível observar que ao aumentar o torque do motor para 106 Nm, na mesma rotação de 1000 rpm, o que representa 50% da condição de plena carga para esta rotação, melhorou-se o aproveitamento energético do GNV, o que também se confirma pelo aumento proporcional da vazão de GNV ao aumentar a taxa de substituição.

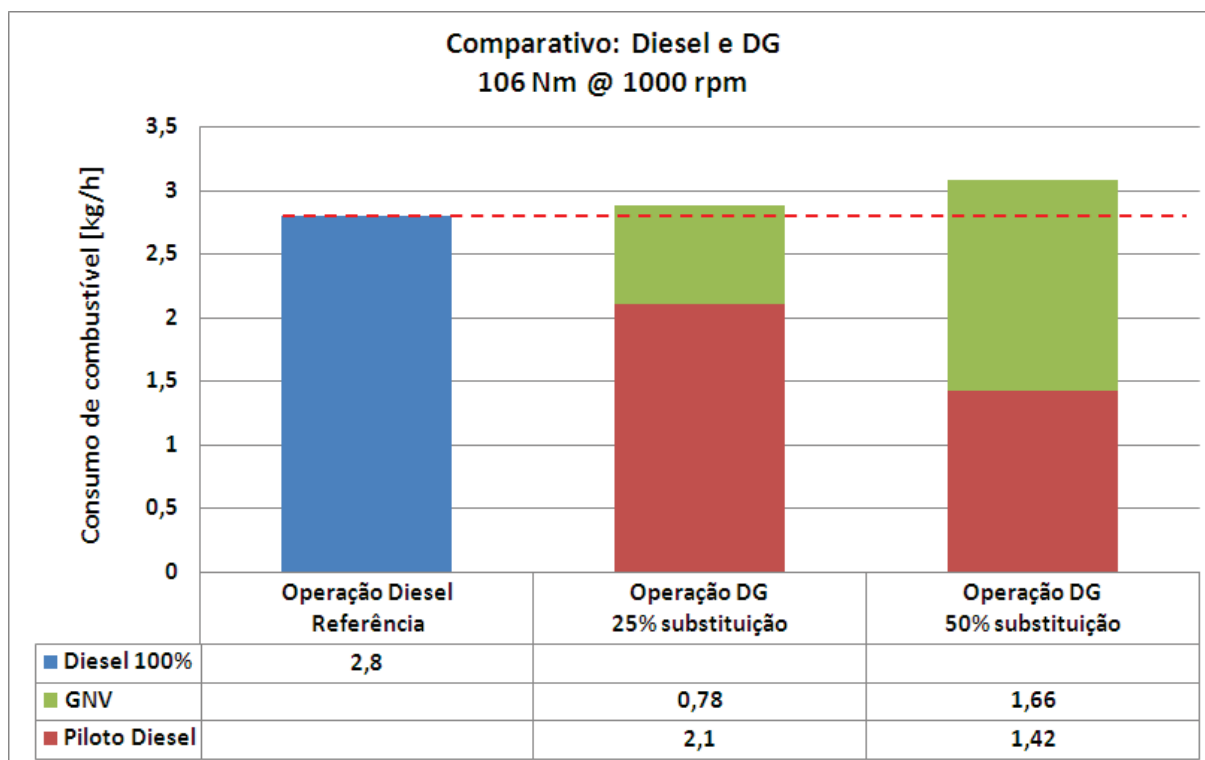


Figura 53 – Aproveitamento energético do GNV – 106 Nm @ 1000 rpm.

Analisando as Figuras 54 e 55 pode-se observar que a tendência de melhorar o aproveitamento do GNV prevalece ao aumentar o torque do motor, sendo que com o torque de 158 Nm @ 1000 rpm, o que representa 75% da condição de plena carga para esta rotação, o GNV substituiu o diesel na mesma proporção mássica, sendo identificado pela linha vermelha tracejada do gráfico. Já na condição de torque de 210 Nm @ 1000 rpm, o que equivale a plena carga nessa rotação, o GNV substituiu o diesel, em menor quantidade mássica, para manter a mesma condição de torque e rotação do motor. Em ambas as condições, o aproveitamento do GNV, identificado pelo gráfico, se confirma pela permanência, no caso da Figura 54, e pela diminuição proporcional, no caso da Figura 55, da vazão de GNV ao aumentar a taxa de substituição.

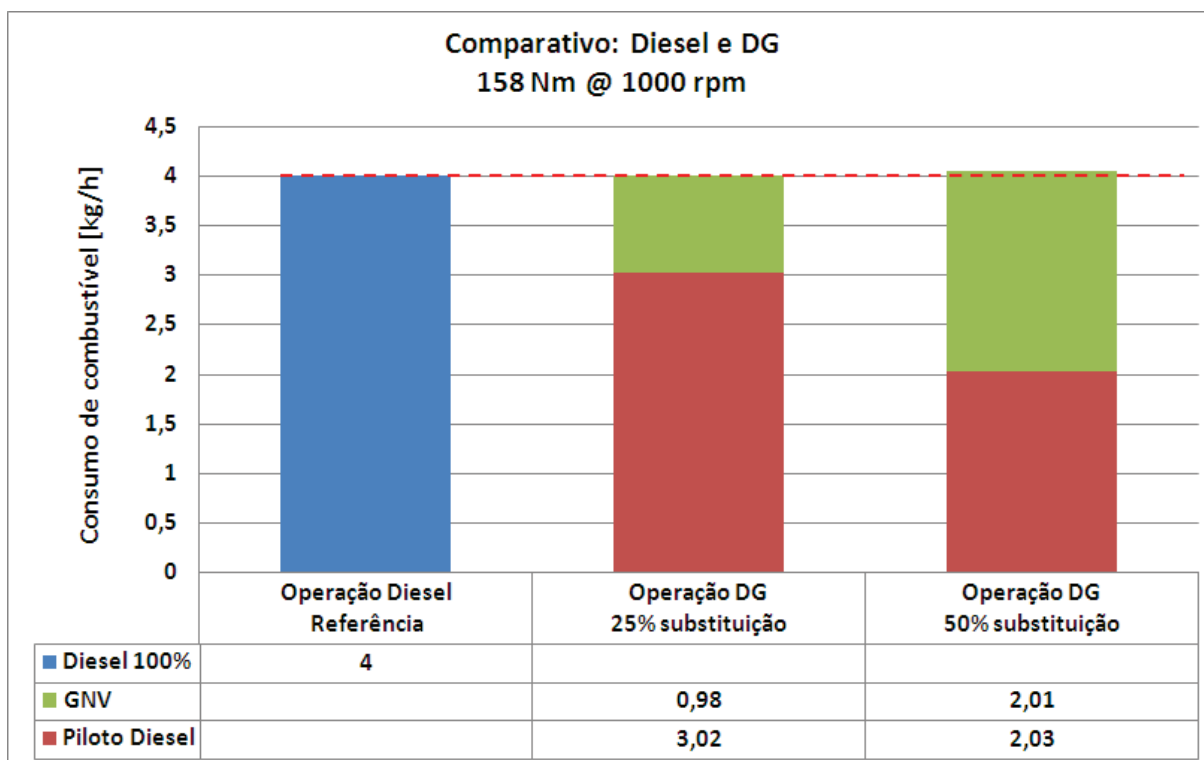


Figura 54 – Aproveitamento energético do GNV – 158 Nm @ 1000 rpm.

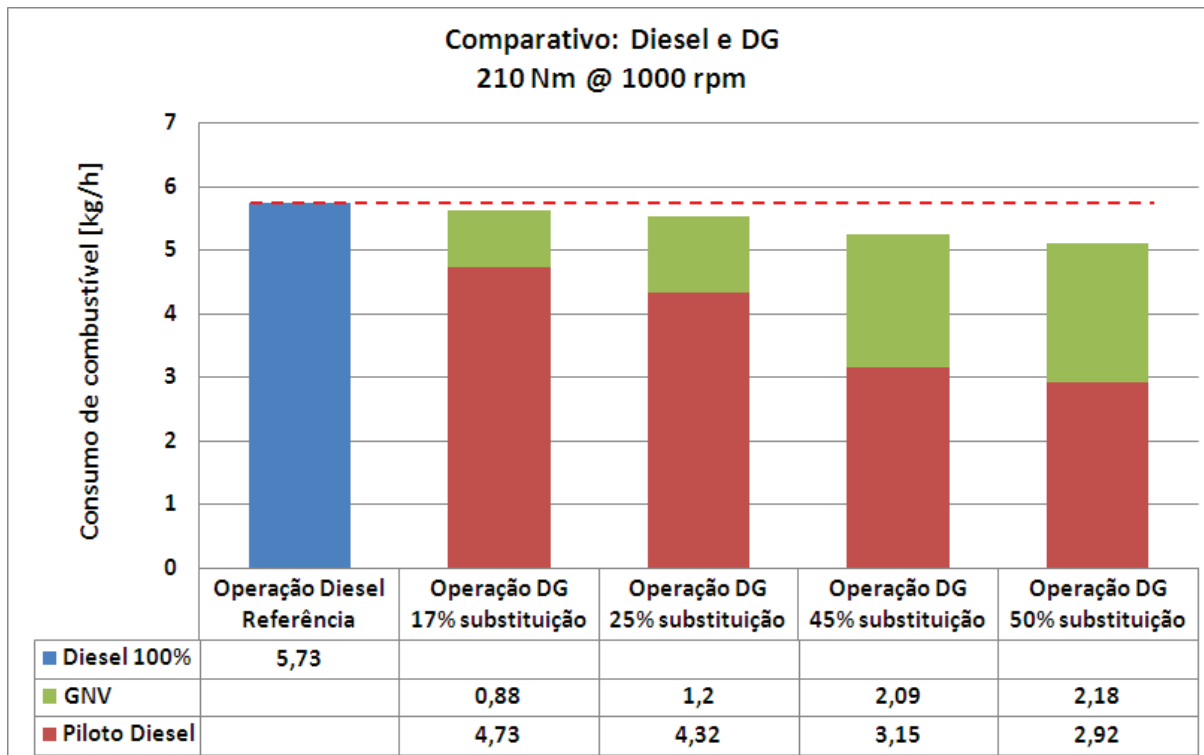


Figura 55 – Aproveitamento energético do GNV – 210 Nm @ 1000 rpm.

A mesma avaliação foi feita na condição de 207 Nm, com a rotação do motor em 1200 rpm, sendo que esta condição representa a plena carga para esta rotação. A Figura 56 mostra que na condição de plena carga @ 1200 rpm, o aproveitamento da energia do GNV foi semelhante ao observado na condição de plena carga @ 1000 rpm, mostrado na Figura 55, sendo que também foi necessário uma menor quantidade mássica de GNV do que de diesel, para manter o motor na mesma condição de torque.

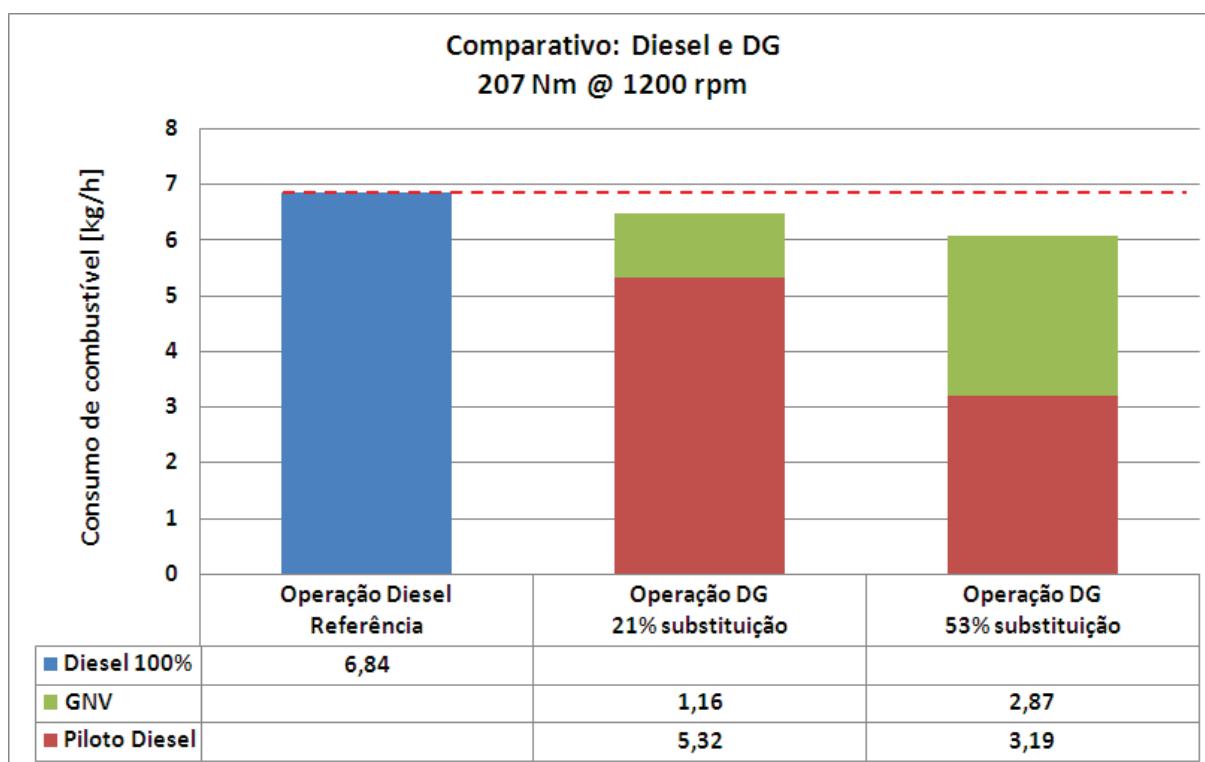


Figura 56 – Aproveitamento energético do GNV – 207 Nm @ 1200 rpm.

Mantendo-se a condição de plena carga do motor, a rotação do motor foi elevada para 2200 rpm, nesse caso o torque registrado foi de 221 Nm. Foi possível observar, conforme a Figura 57, que com o aumento da rotação do motor, comparada a rotação de 1200 rpm, também em plena carga, o aproveitamento da energia do GNV voltou a cair, sendo necessária uma maior vazão mássica de GNV que de diesel para manter a mesma condição de torque do motor.

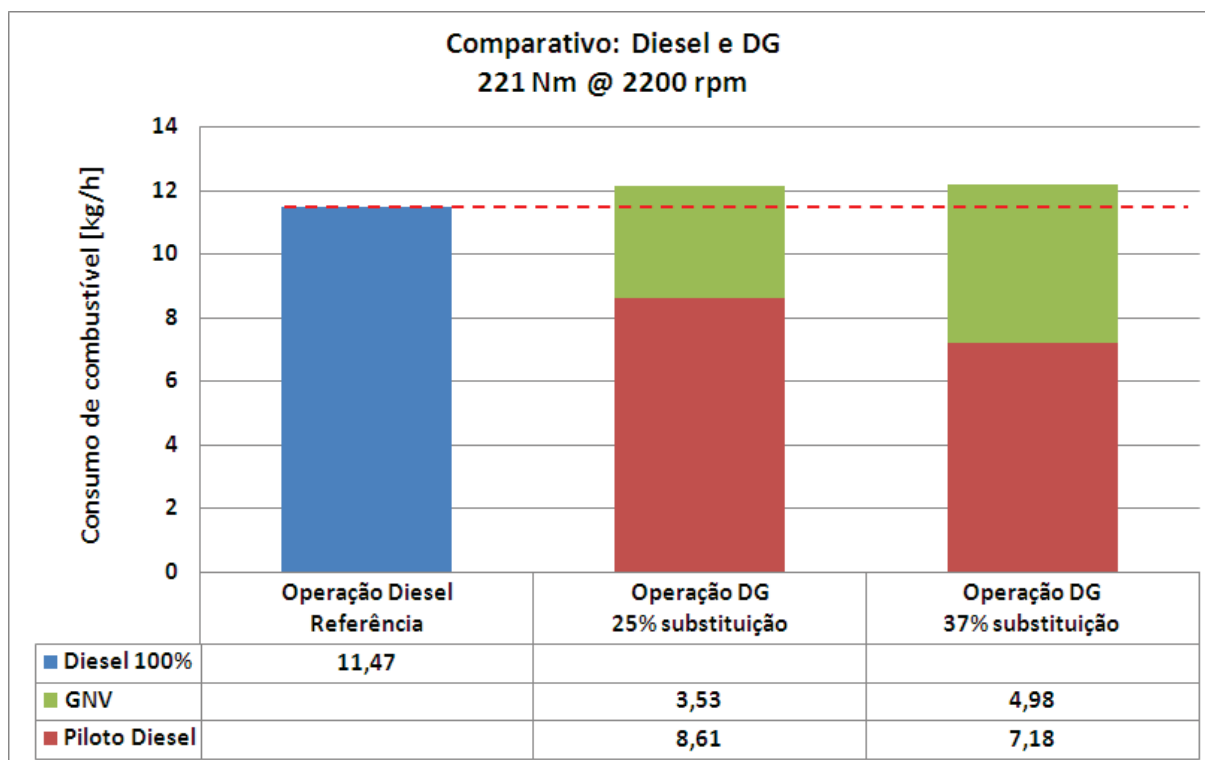


Figura 57 – Aproveitamento energético do GNV – 221 Nm @ 2200 rpm.

4.3 Injeção de GNV antes ou depois do turbo compressor

Na literatura foram encontradas diferentes técnicas DG que podem ser utilizadas, dentre essas, a de fumigação se mostrou a mais atrativa economicamente, pois tem o menor custo de conversão, pelo fato de possuir menor quantidade de modificações sobre o motor diesel original. No caso de motor diesel turbo alimentado, a técnica de fumigação foi aplicada com a injeção de GNV antes ou depois do turbo e os resultados apresentados, na análise da literatura, indicaram taxas de substituição semelhantes entre as duas configurações. Apenas no quesito de máximo aproveitamento do GNV disponível no reservatório, o sistema com a injeção de GNV antes do turbo mostrou vantagem, sobre a configuração com a injeção de GNV depois do turbo, pelo fato da pressão antes do turbo ser menor que a pressão depois do turbo. O estudo experimental comparou algumas condições do motor, mantendo a mesma taxa de substituição e variando a localização da injeção de GNV. O intuito desse comparativo, na mesma base de taxa de substituição, foi verificar se o aproveitamento do GNV era a mesma nas condições testadas do motor. Os resultados mostraram que em 1000 e 1200 rpm, em diferentes regimes de

torque do motor, a quantidade de GNV injetada foi a mesma quando comparadas as configurações de posição de injeção de GNV, antes e depois do turbo, independente da taxa de substituição praticada. Entretanto, na rotação de 2200 rpm, com torque igual a 221 Nm, os resultados mostraram uma tendência de que a configuração com a injeção de GNV depois do turbo é melhor que a configuração com a injeção de GNV antes do turbo, registrando uma elevação do consumo de GNV de 3,4 %, quando injetado antes do turbo, na taxa de substituição de 25%. Os dados dos testes comparativos entre a posição de injeção de GNV, antes e depois do turbo, foram compilados e apresentados no gráfico da Figura 58, que mostra a tendência de que a vantagem do uso da configuração de injeção de GNV depois do turbo começa a aparecer quando o regime de funcionamento do motor requer uma vazão de GNV mais elevada. É possível que essa tendência que aparece com a elevação da vazão de GNV ocorra porque a quantidade de GNV injetada passa a ser mais representativa no total da mistura ar+GNV, dessa forma, o GNV sendo injetado depois do turbo estaria impondo uma sobrealimentação no coletor de admissão, trazendo como consequência uma melhoria da eficiência volumétrica do motor.

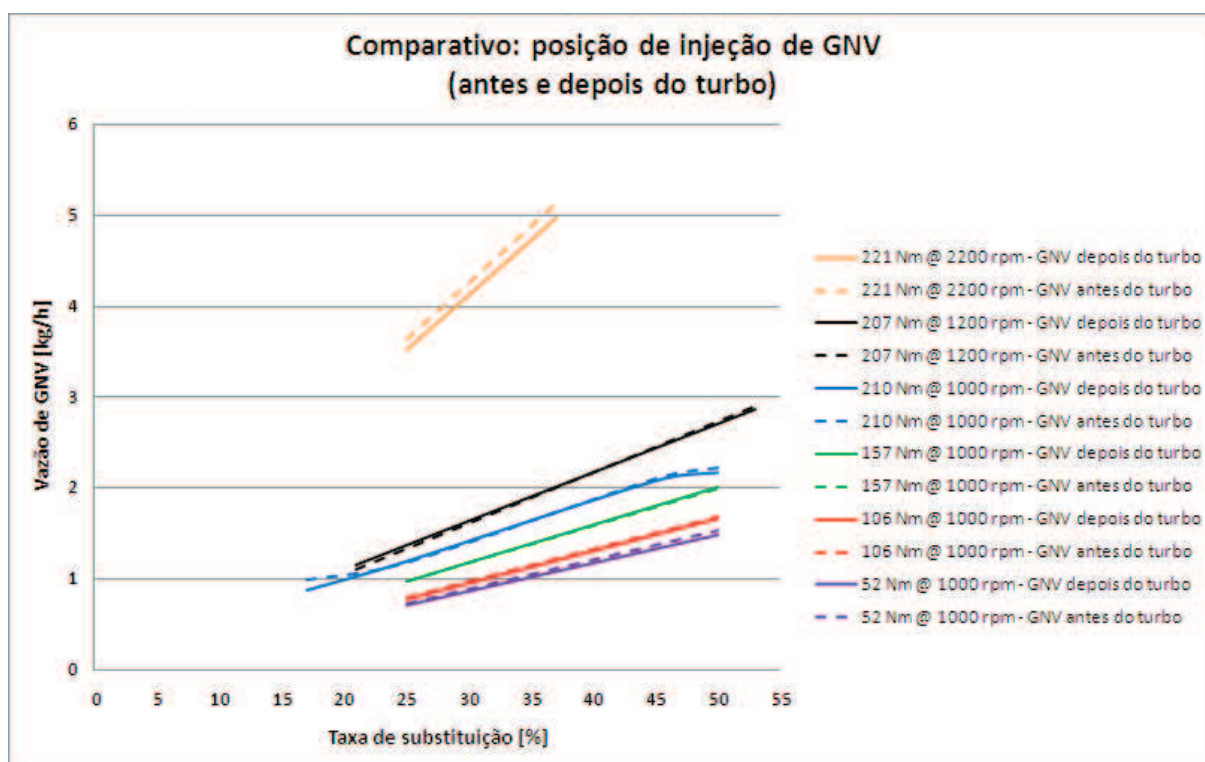


Figura 58 – Consumo de GNV – injeção antes e depois do turbo.

Os dados também foram compilados de forma a visualizar a vazão mássica, em kg/h, dos dois combustíveis, comparando a operação diesel com a operação DG. As Figuras 59 à 72 mostram os consumos de diesel e GNV nas diferentes condições de funcionamento do motor, que foram testadas durante o experimento.

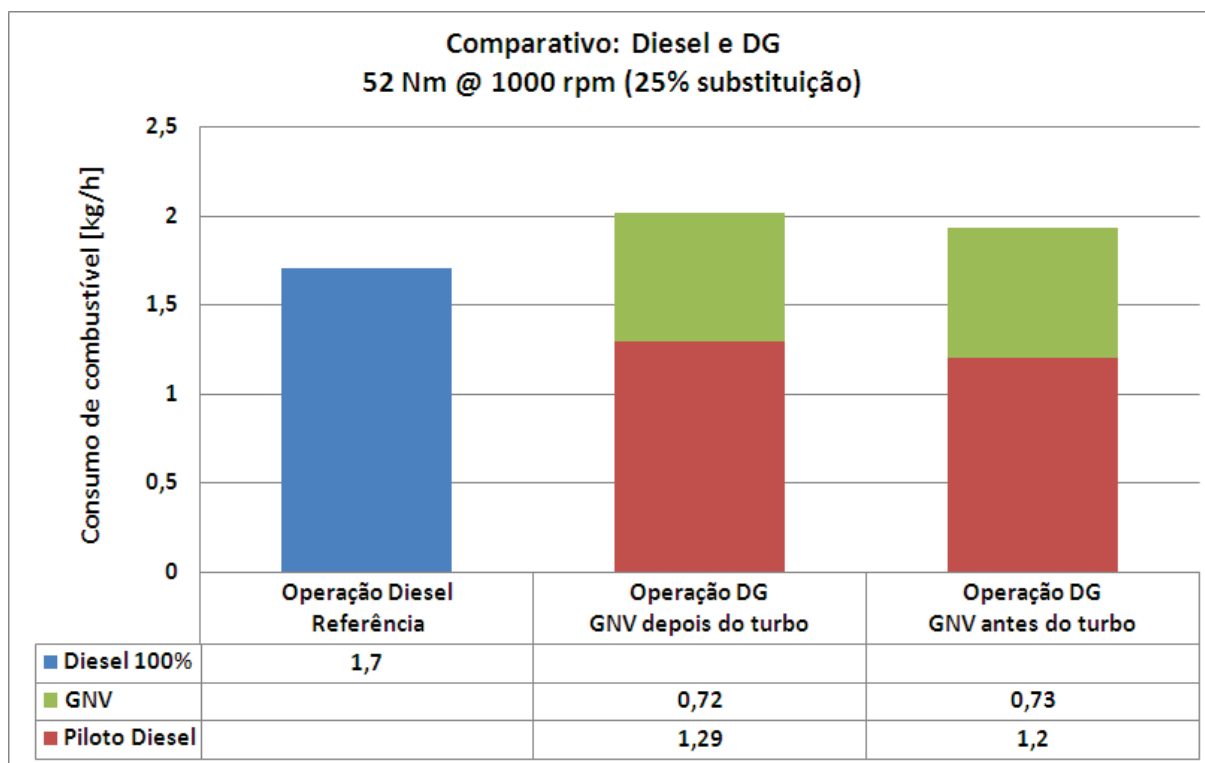


Figura 59 – Consumo de diesel e GNV – 52 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).

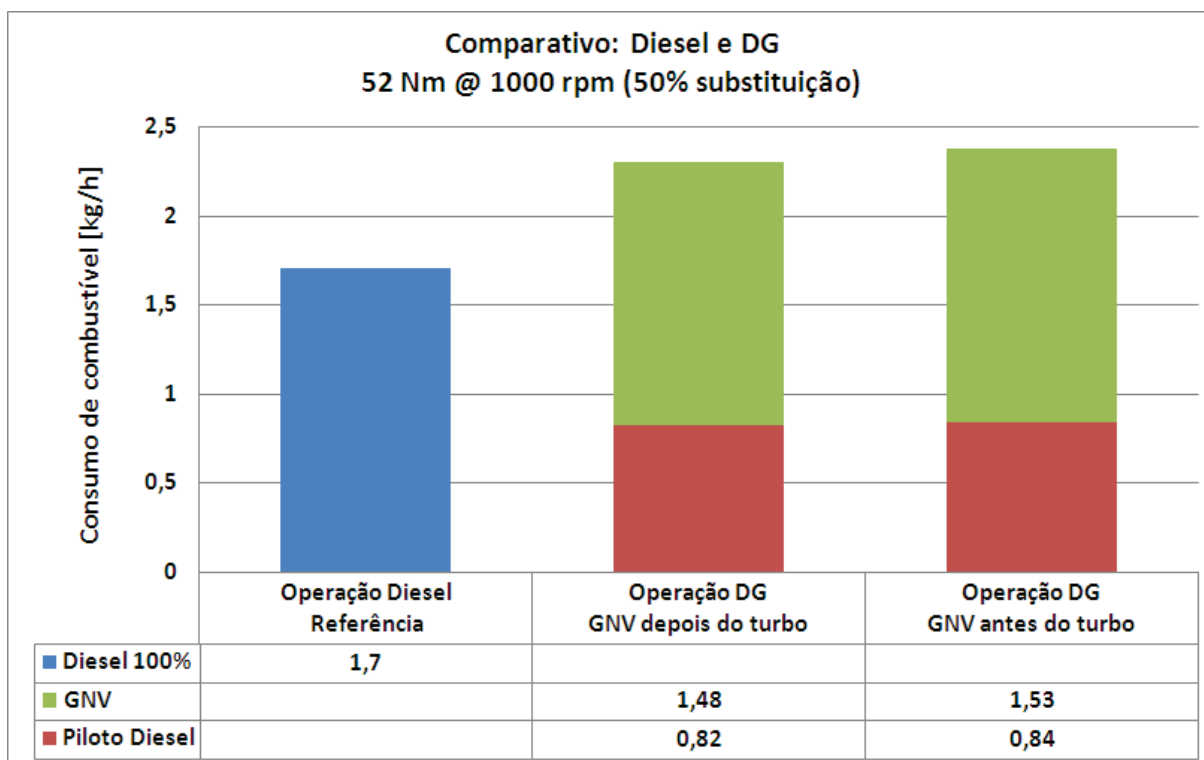


Figura 60 – Consumo de diesel e GNV – 52 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).

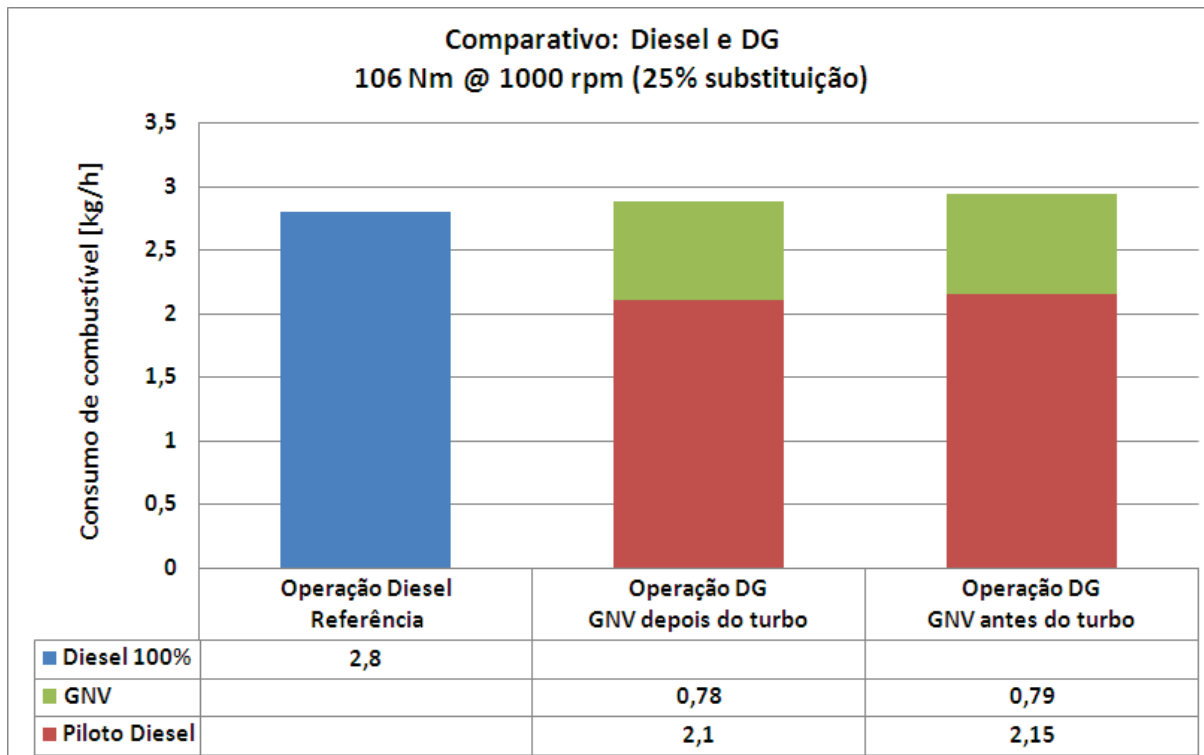


Figura 61 – Consumo de diesel e GNV – 106 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).

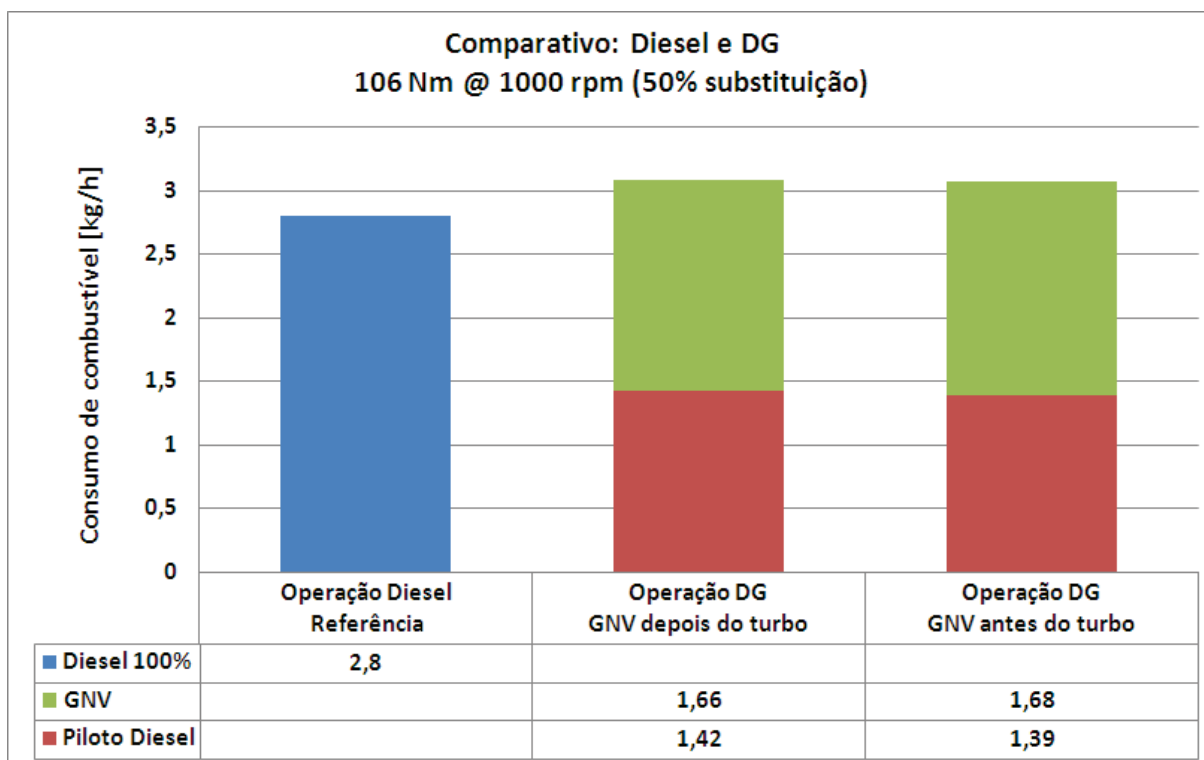


Figura 62 – Consumo de diesel e GNV – 106 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).

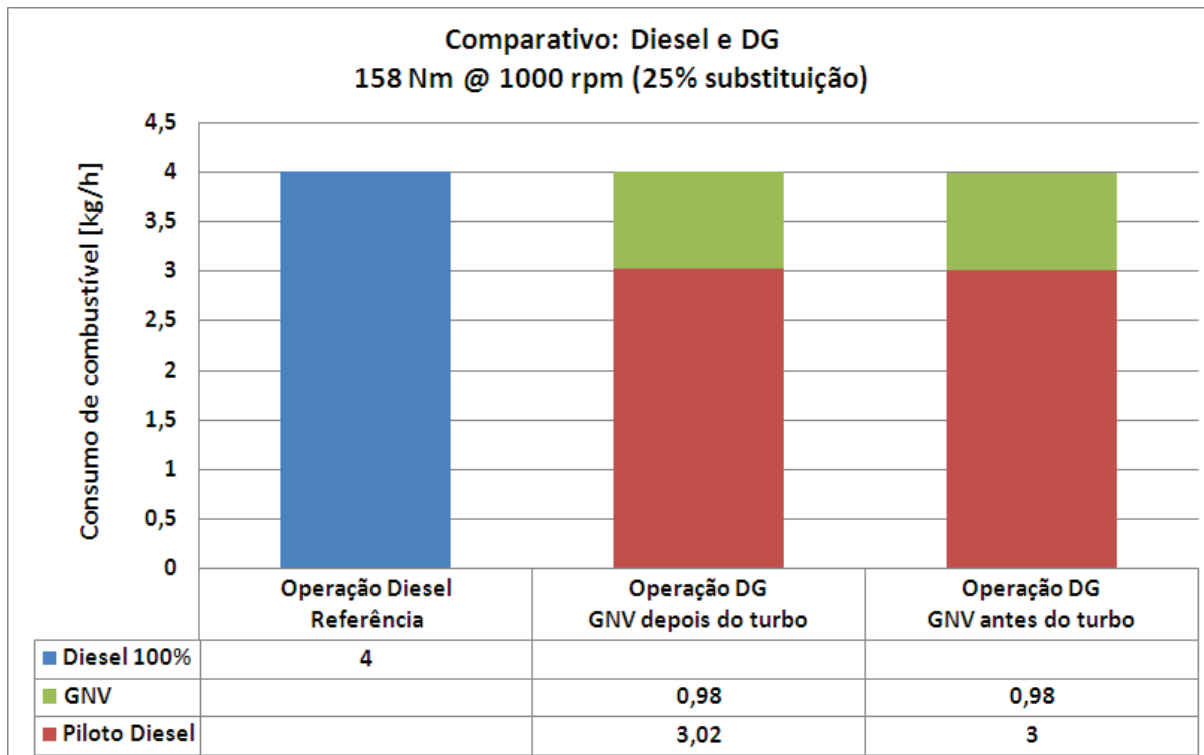


Figura 63 – Consumo de diesel e GNV – 158 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).

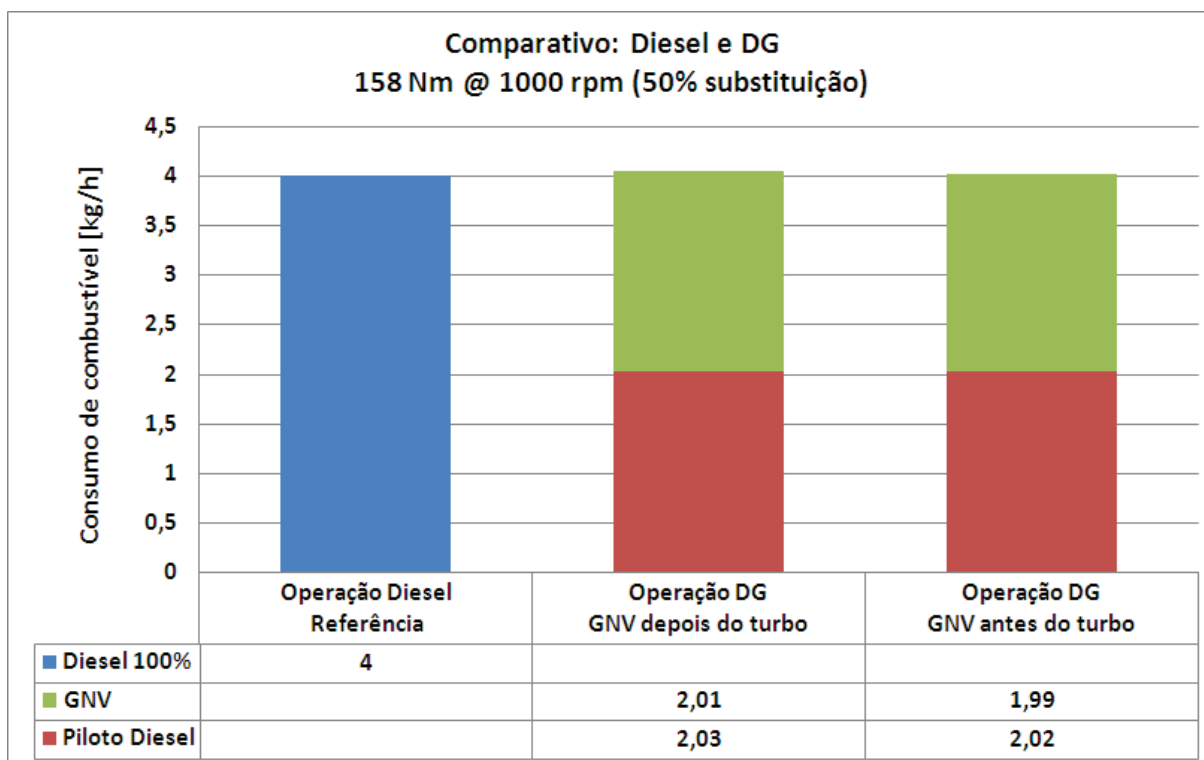


Figura 64 – Consumo de diesel e GNV – 158 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).

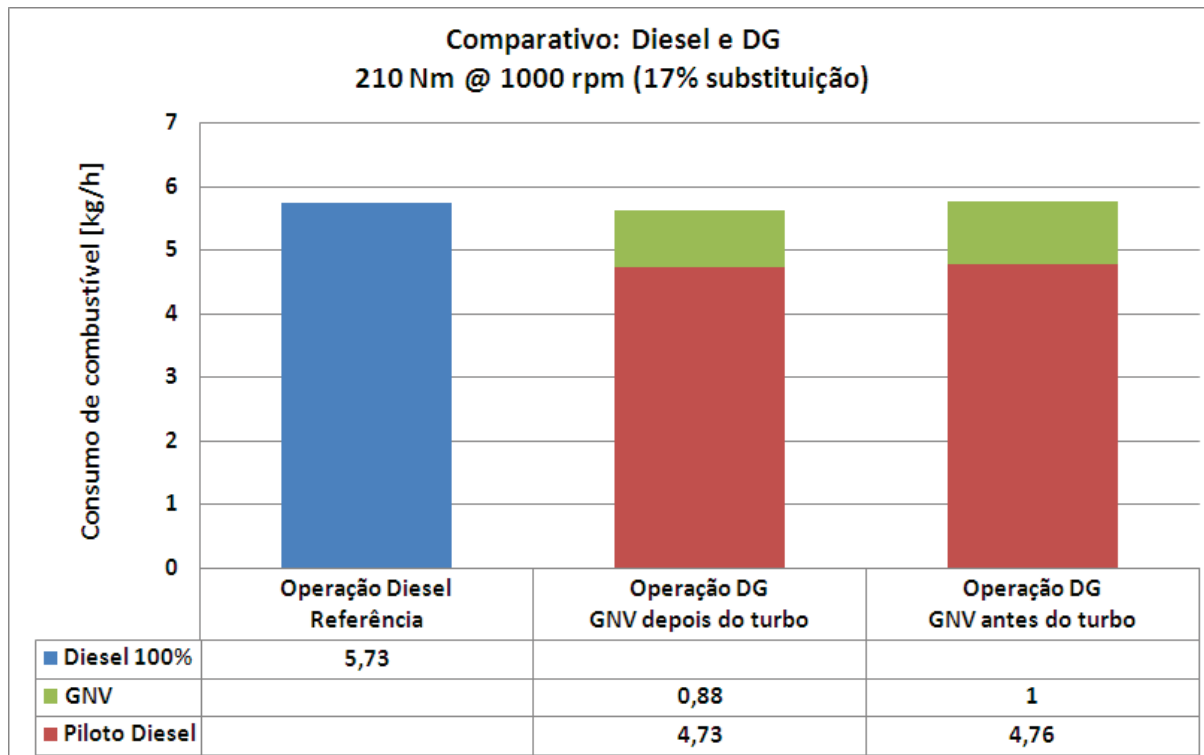


Figura 65 – Consumo de diesel e GNV – 210 Nm @ 1000 rpm (17% substituição).

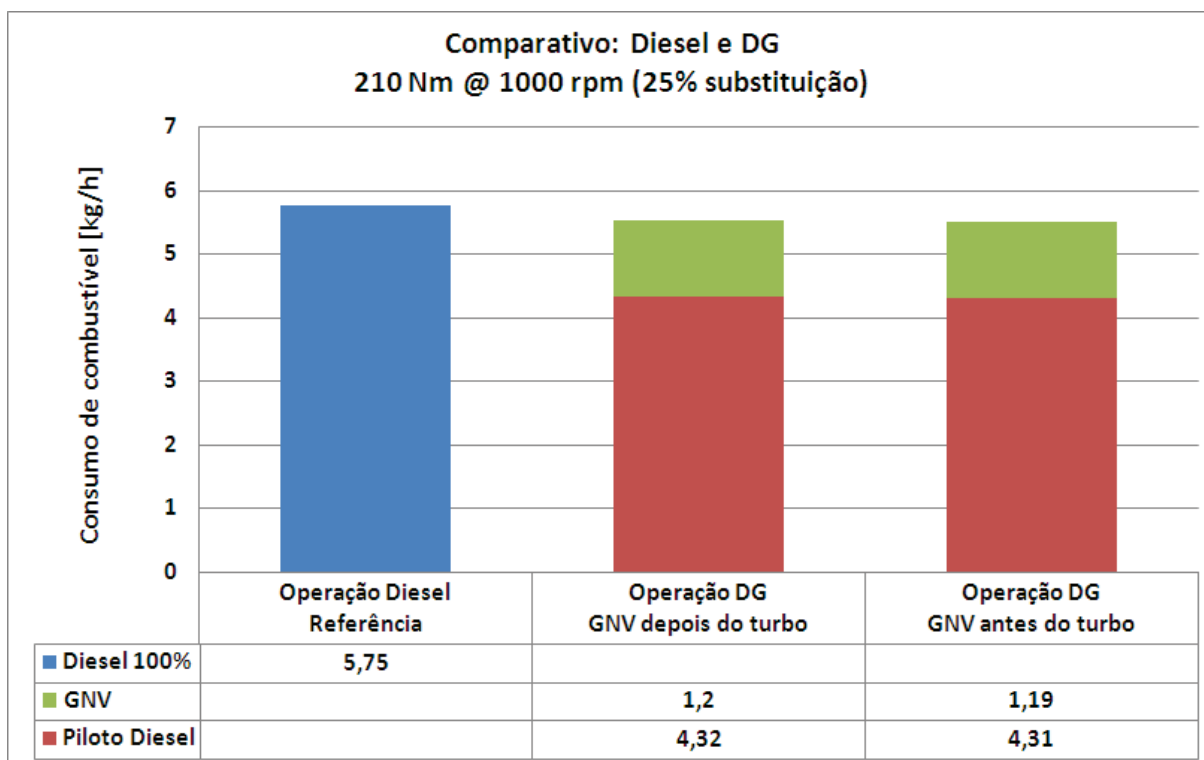


Figura 66 – Consumo de diesel e GNV – 210 Nm @ 1000 rpm (25% substituição).

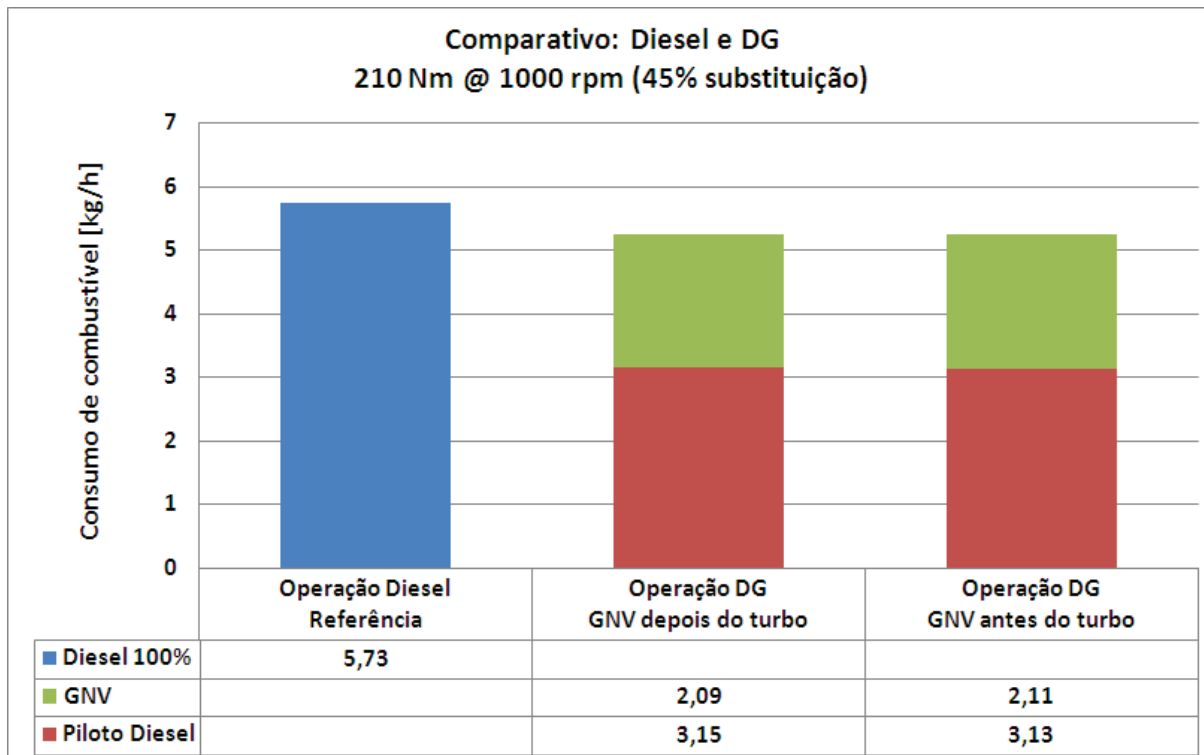


Figura 67 – Consumo de diesel e GNV – 210 Nm @ 1000 rpm (45% substituição).

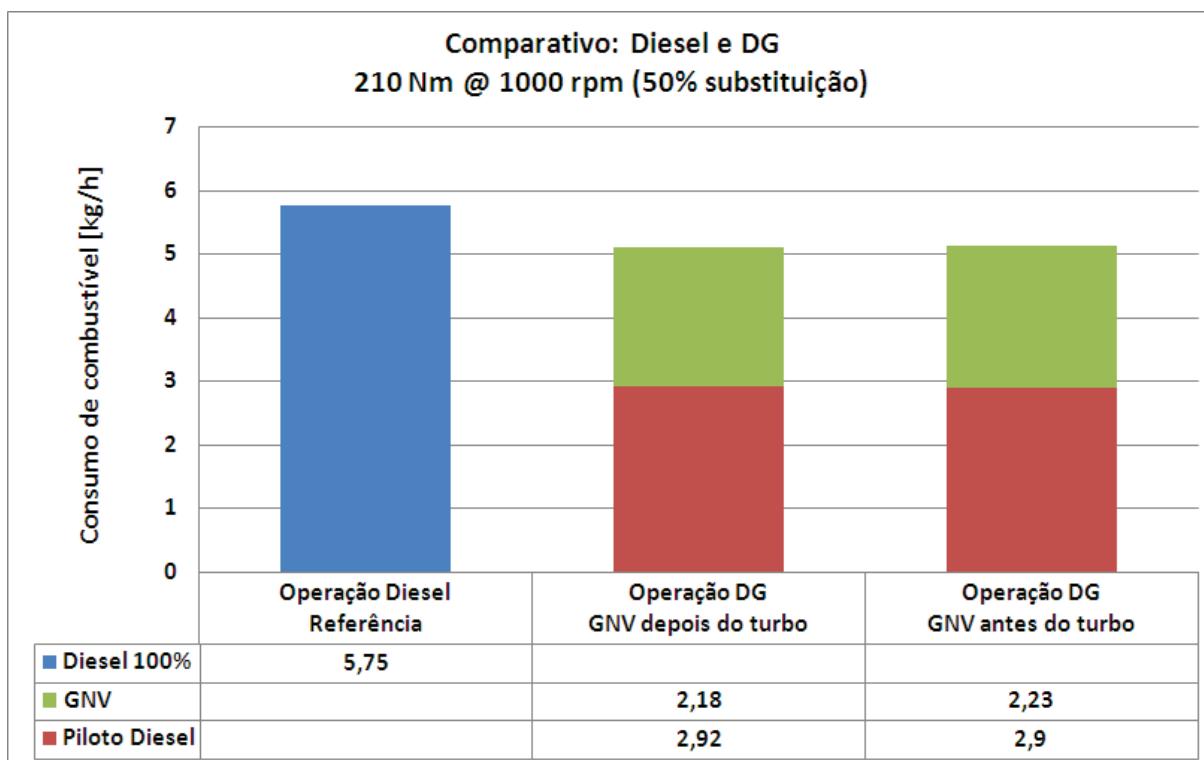


Figura 68 – Consumo de diesel e GNV – 210 Nm @ 1000 rpm (50% substituição).

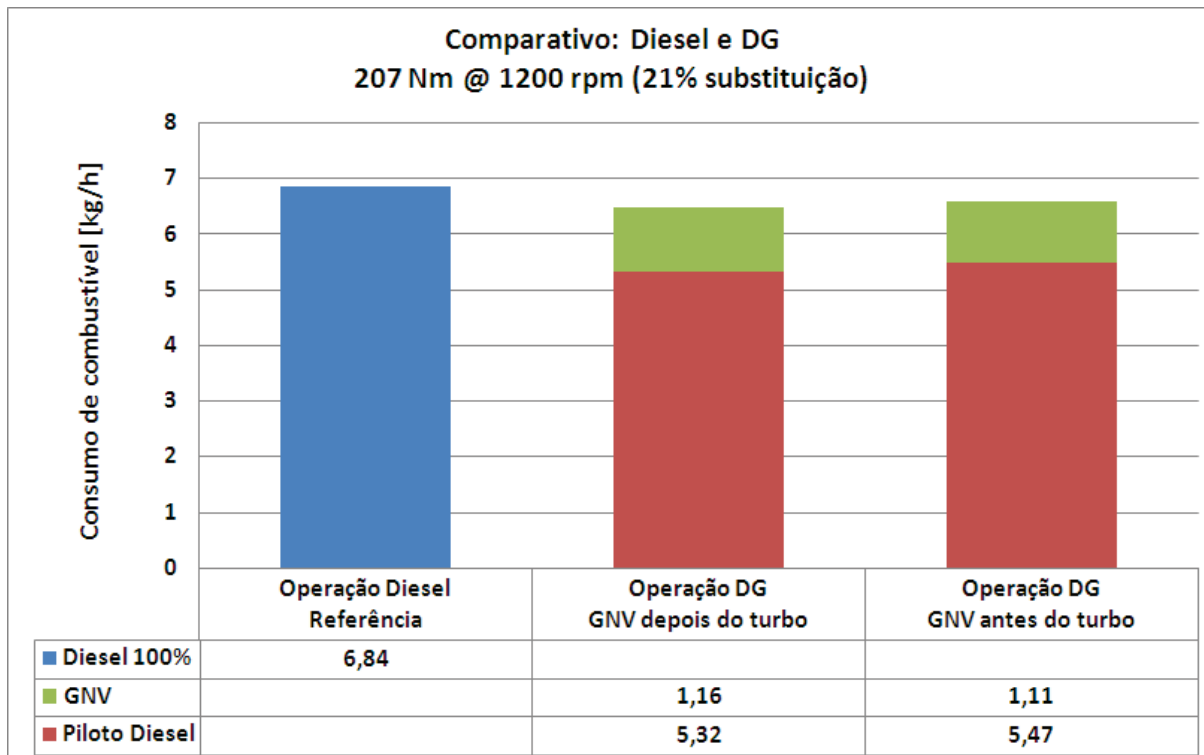


Figura 69 – Consumo de diesel e GNV – 207 Nm @ 1200 rpm (21% substituição).

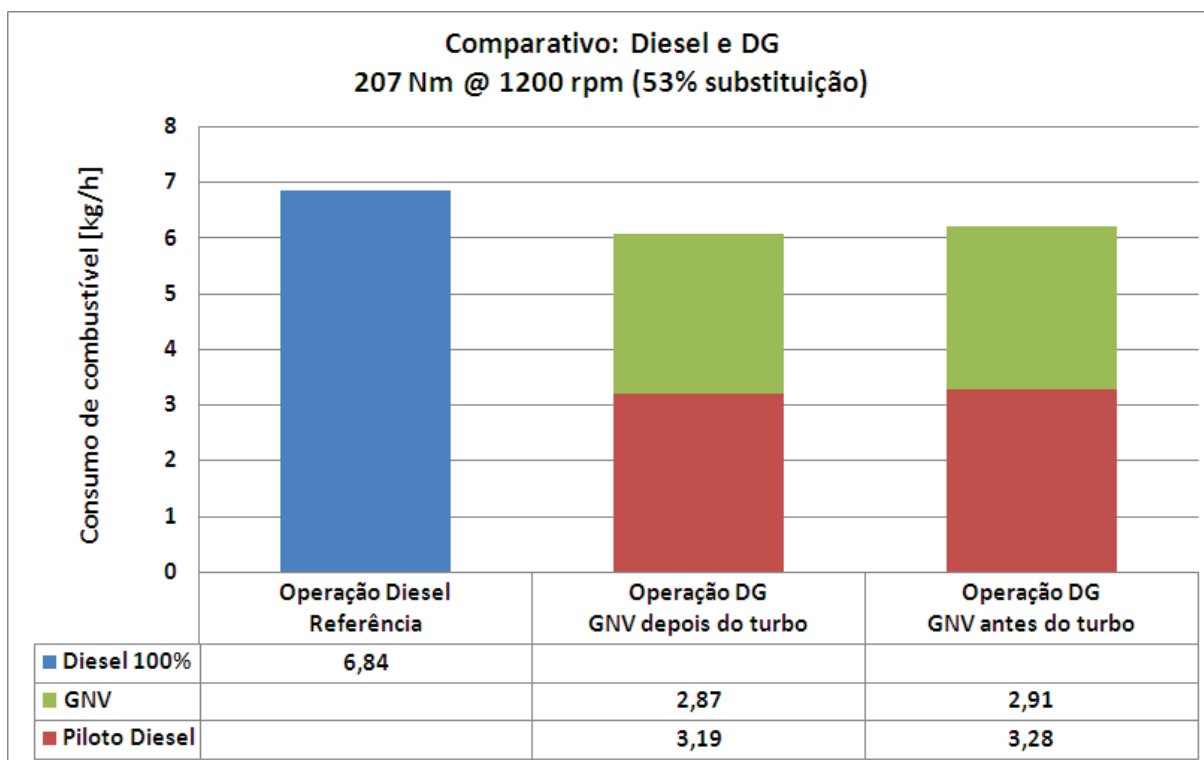


Figura 70 – Consumo de diesel e GNV – 207 Nm @ 1200 rpm (53% substituição).

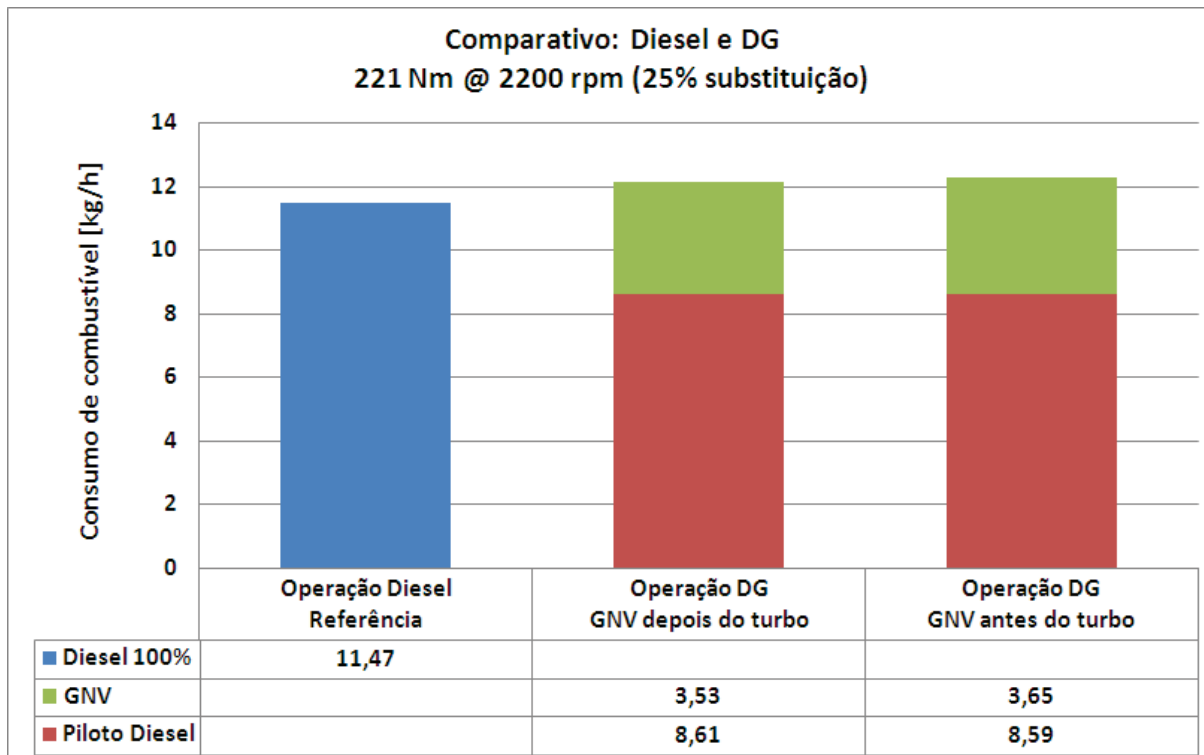


Figura 71 – Consumo de diesel e GNV – 221 Nm @ 2200 rpm (25% substituição).

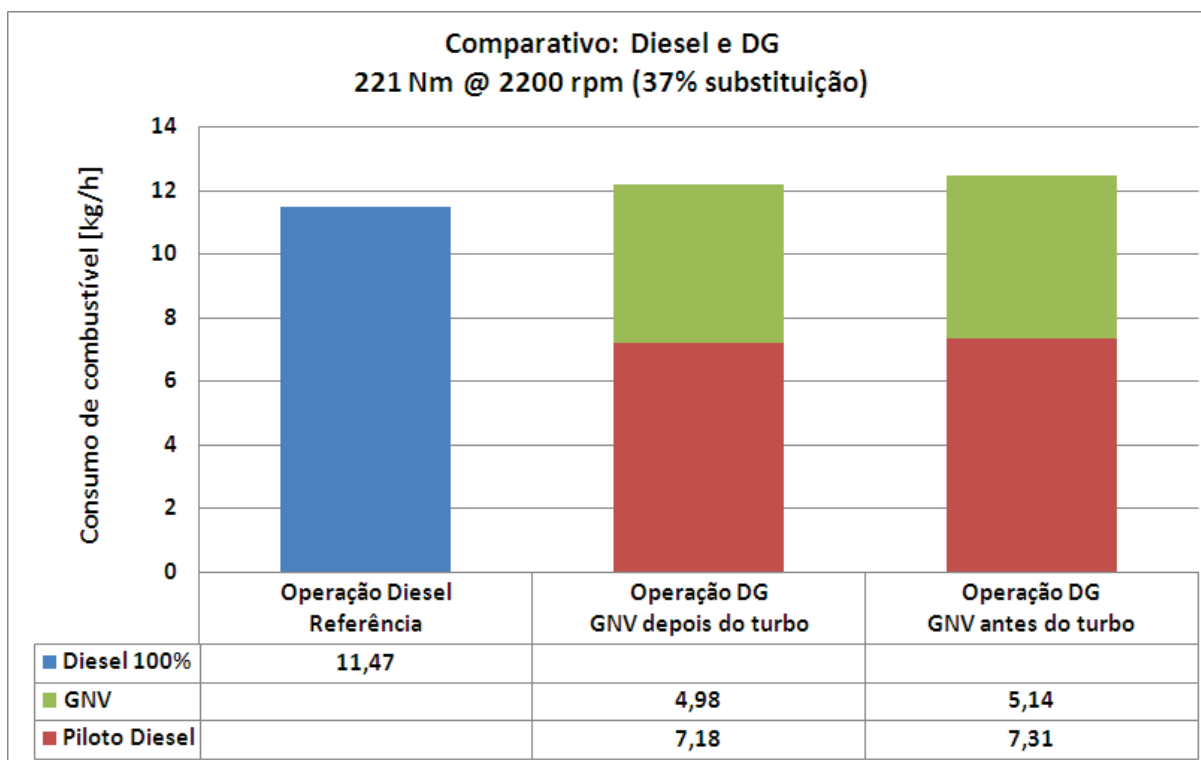


Figura 72 – Consumo de diesel e GNV – 221 Nm @ 2200 rpm (37% substituição).

4.4 Influência da temperatura do GNV

A temperatura do GNV foi monitorada durante os ensaios a fim de identificar alguma possível interferência no consumo de GNV. Três condições de funcionamento do motor foram analisadas alterando, conforme procedimento explicado no item 3.4.4, a temperatura do GNV que estava sendo injetado na linha de admissão de ar do motor, depois do turbo. A Figura 73 mostra as tendências identificadas nas condições de 248 Nm @ 3200 rpm com taxa de substituição de 25% e 221 Nm @ 2200 rpm com taxa de substituição de 25% e 28%, todas representando a condição de plena carga da rotação. Após a compilação e a análise dos dados experimentais foi possível identificar que na condição de 2200 rpm, com taxa de substituição de 25% e 28%, apresentou-se uma leve tendência de diminuir o consumo de GNV com a elevação da temperatura do GNV. Entretanto, na condição de 3200 rpm, com taxa de substituição de 25%, a tendência foi inversa à condição de 2200 rpm, sendo que o consumo de GNV aumentou com a elevação da temperatura do GNV.

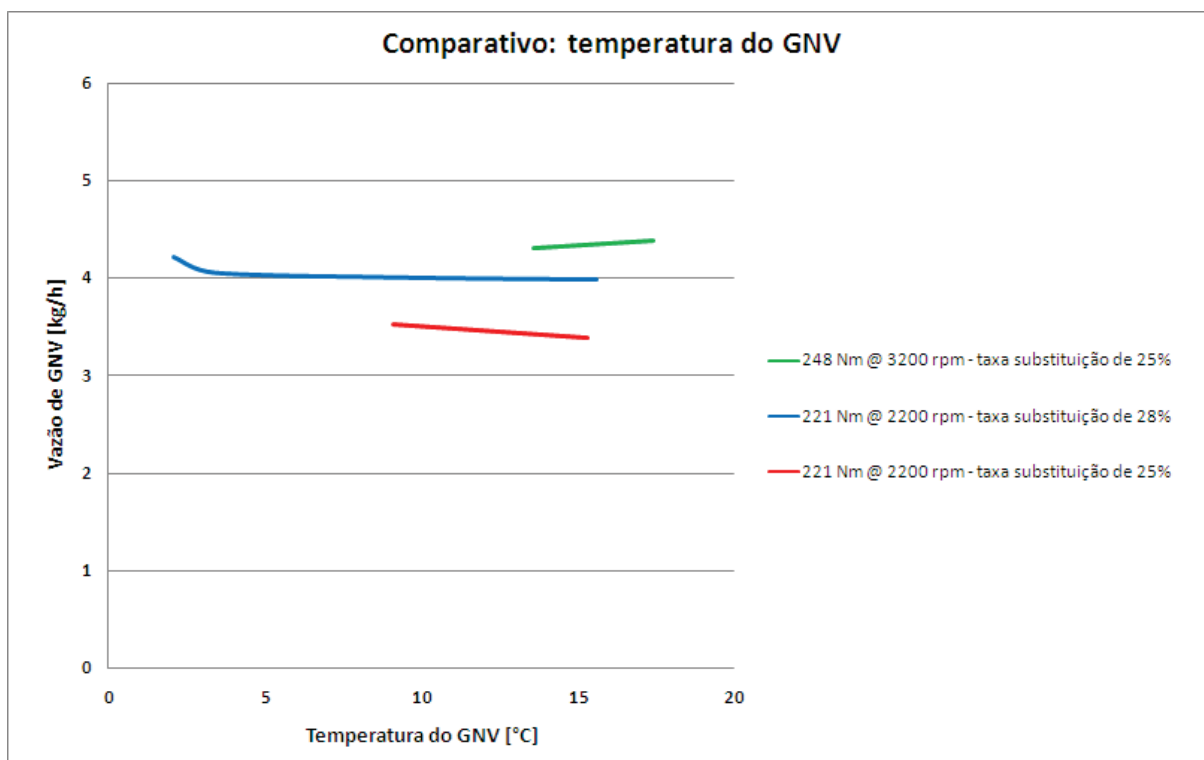


Figura 73 – Influência da temperatura do GNV.

4.5 Influência da relação ar-combustível

Com a análise da literatura, foi identificado que alguns sistemas de conversão para motores DG possuem uma borboleta que é instalada na linha de admissão de ar do motor com o objetivo de controlar a relação ar-combustível do motor. É o exemplo da DIESEL GAS INTERNATIONAL LTD. (2007) que ao apresentar o seu kit desenvolvido para converter um motor diesel em DG, relata a existência do módulo borboleta, que tem a função de manter a pressão do ar no coletor de admissão conforme desejado.

O estudo experimental aqui apresentado incluiu um teste comparativo em que a vazão de ar admitido pelo motor foi alterada, conforme explicado no item 3.4.5, a fim de simular o efeito de uma borboleta que restringiria a vazão de ar na linha de admissão do motor. O teste foi realizado na condição de 221 Nm @ 2200 rpm, o que representa a plena carga para essa rotação, e após a compilação e análise dos dados, foi possível observar que o consumo de GNV aumentou quando a vazão de ar diminuiu, conforme mostrado na Figura 74.

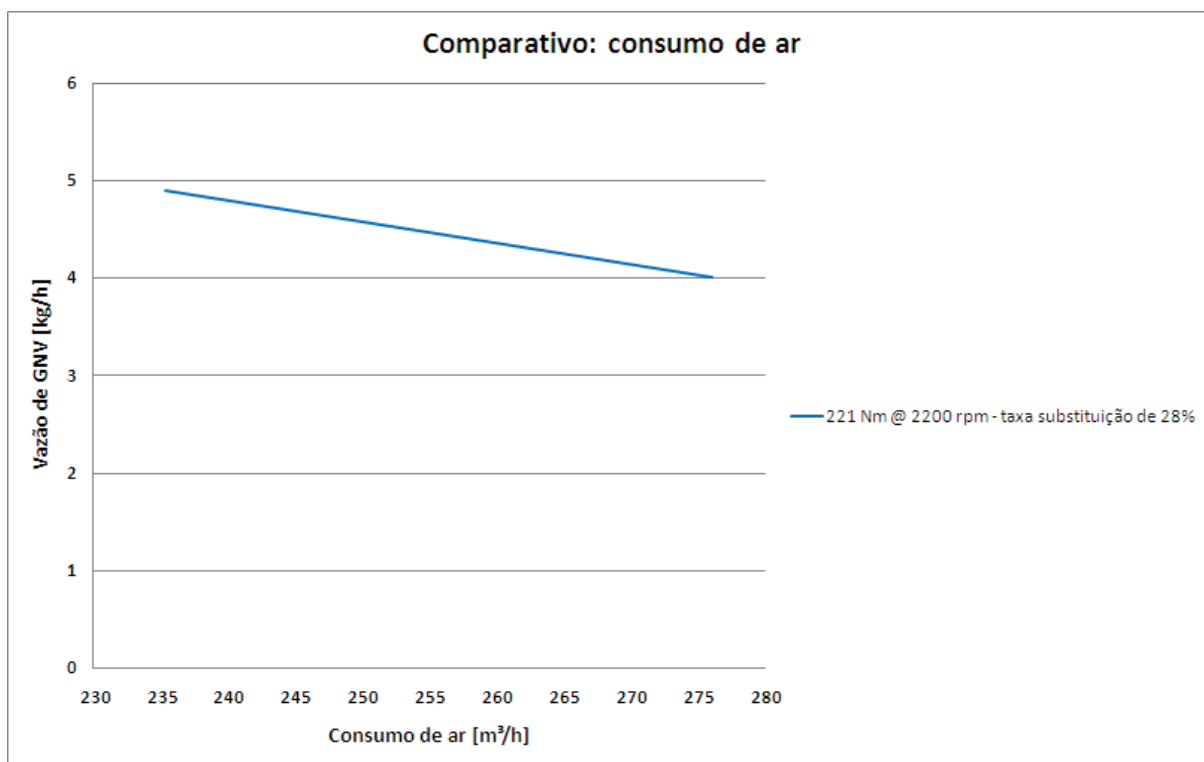


Figura 74 – Influência da relação ar-combustível.

O resultado obtido neste experimento, por si só, não justifica a adição da borboleta na linha de admissão de ar do motor, a qual é relatada em vários artigos pesquisados. Entretanto, EGÚSQUIZA (2006) realizou um estudo para avaliar o método de restrição parcial do ar de admissão em um motor DG, e concluiu com seus experimentos que o ganho em rendimentos térmicos do motor, utilizando o artifício da restrição do ar da admissão, começa a aparecer a partir de 20% de substituição em baixa carga e após 50% de substituição com 50% de carga. Ele ressalta que os melhores resultados de rendimento térmico, com a redução da quantidade de ar, irão acontecer em baixas cargas do motor (abaixo de 50%), corroborando com o resultado obtido nesse experimento.

Capítulo 5

Conclusão

Com a realização deste estudo, foi possível compreender vários assuntos que norteiam a tecnologia DG, como nomenclaturas utilizadas, métodos utilizados na aplicação da tecnologia, características dos combustíveis, comportamento dos sistemas, emissões de poluentes e até uma visão mundial quanto à disseminação do uso da técnica.

A conversão do motor diesel para operar em modo DG foi realizada com sucesso podendo assim ser considerado alcançado o objetivo inicial desse trabalho que era a construção de uma base experimental para possibilitar a realização de pesquisas em motor DG nas instalações da universidade.

Ao analisar os dados experimentais e comparar com os dados da literatura, observou-se que o comportamento da combustão DG foi variável a cada condição de funcionamento do motor, inclusive a cada taxa de substituição praticada, não sendo possível assumir a mesma tendência de comportamento, ao modificar alguma variável, para todas as condições testadas de operação e taxa de substituição. E acredita-se que, por esse motivo, foi possível encontrar na literatura diferentes relatos, entre autores e pesquisadores, que se contrapõem às tendências encontradas nos resultados experimentais.

Seguindo na mesma linha de que a combustão DG pode apresentar diferentes comportamentos, de acordo com a condição de torque e rotação do motor e da taxa de substituição praticada, é importante considerar que o motor utilizado no experimento não possui, necessariamente, as mesmas tecnologias que os motores utilizados nos trabalhos pesquisados pelo estudo da literatura. Como exemplo, pode ser citado, a existência ou não do sistema de resfriamento do ar após o turbo compressor, no motor. Além disso, a análise da literatura trouxe, em geral, resultados obtidos em busca da máxima taxa de substituição, sendo que no método da fumigação os resultados encontrados na literatura foram entre 72% e 90% de taxa de substituição, enquanto que neste estudo experimental, entre 25% e 53%.

Ficou claro que o termo ‘taxa de substituição’ não tem relação direta com o consumo de GNV, pois o que determina a taxa de substituição é apenas a quantidade da injeção piloto comparada a quantidade total de diesel, para a mesma condição de torque e rotação do motor, da operação original diesel. Dessa forma, identificou-se que após obter uma taxa de substituição, mesmo sendo elevada, não necessariamente terá um bom aproveitamento da energia do GNV, o que possibilita um aperfeiçoamento da combustão para melhorar o consumo de GNV e ainda, mantendo-se na mesma taxa de substituição.

Quanto à localização da injeção de GNV, na linha de admissão de ar do motor, sendo antes ou depois do turbo, os resultados experimentais mostraram uma tendência de que a injeção do GNV depois do turbo se torna mais vantajosa sobre a injeção antes do turbo, na medida em que a vazão de GNV aumenta, a partir de 3,53 kg/h. Nas baixas vazões de GNV, nenhuma diferença foi encontrada na combustão DG, entre as duas configurações testadas, até porque nessas condições a quantidade de GNV é pequena comparada ao montante total da mistura ar+GNV.

Quanto à temperatura do GNV, os resultados mostraram que de alguma forma, teve influência sobre a eficiência da combustão, entretanto não foi possível concluir se a eficiência da combustão melhora ao aumentar ou ao diminuir a temperatura do GNV, pois se notou mudança de tendência ao mudar a rotação do motor, de 2200 rpm para 3200 rpm, ambos em 25% de taxa de substituição.

A mudança da relação ar-combustível também apresentou influência sobre a eficiência da combustão DG. Na condição testada em que a taxa de substituição era de 28% em plena carga, houve uma queda da eficiência da combustão ao diminuir a quantidade de ar da mistura. Considerando as informações obtidas no estudo da literatura, que alguns dos sistemas DG possuem uma borboleta para restringir a vazão de ar a fim de extrair o melhor proveito da combustão DG, se espera que em outras condições de torque, rotação e taxa de substituição os resultados se apresentem de forma inversa ao que foi visto nesse experimento, não sendo cabível concluir qualquer tendência somente com esse trabalho.

Ao final deste estudo, têm-se mais inquietações do que propriamente respostas, uma vez que o estudo experimental identificou diferença de comportamentos da

combustão quando alteradas as condições de torque, de potência e da taxa de substituição do motor em operação DG, apresentando inclusive resultados com tendências opostas às obtidas através do estudo da literatura. Tais resultados despertam a necessidade de aprofundar as análises utilizando ferramentas computacionais capazes de reproduzir os resultados apresentados neste estudo experimental. Deixa-se esta proposta como sugestão para futuros trabalhos.

Referências

ADB – ASIAN DEVELOPMENT BANK. **Natural Gas**. Disponível em: <<http://www.adb.org/vehicle-emissions/General/inuse-conversions-1.asp>>. Acesso em: 25 mai. 2007.

ANDRÉ, Ricardo Luis Tassi; MAGGIONI, Rodrigo de Andrade; TANAKA, Gustavo Akihiro; MAZZIERO, Renato Battochio. **Estudo da viabilidade ecológica e financeira da substituição do diesel por GNV para a frota de caminhões e ônibus em Campinas**. Revista Ciências do Ambiente On-Line. v. 3, n. 1, pág. 7-14, fev. 2007.

AUTODATA. **Bosch vai lançar diesel-gás no aftermarket**. AutoData Editora, São Paulo, nov. 2006.

AUTODATA. **Motores: MWM Internacional já tem Versão Diesel-Gas**. AutoData Editora, São Paulo, mai. 2007.

AVILA, Pedro Luis. **O Valor da Flexibilidade na Utilização do Gás Natural Veicular como Combustível Alternativo em Ônibus**, 2009. 130f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção da UNIFEI, Itajubá, 2009.

EGÚSQUIZA, Julio Cesar Cuisano. **Redução das Emissões em Motores Diesel-Gás**, 2006. 145f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2006.

HAIGHT, Brent. **Bi-Fuel system for power generation**. Diesel Progress North American Edition. Find Articles, Business & Finance, mai. 2002. Disponível em Find Articles: <http://www.findarticles.com/p/articles/mi_m0FZX/is_5_68/ai_86626233> Acesso em: 25 fev. 2007.

BOSCH. **Bosch apresenta sistema DG Flex no Congresso SAE Brasil**. Bosch do Brasil. *Press Release*. 17 nov. 2006. Disponível em: <<http://www.bosch.com.br/Imprensa/Releases/Detalhes.aspx?idRelease=1963>> Acesso em: 25 fev. 2007.

CLEAN AIR POWER. **Combining diesel and natural gas for clear cost efficiency**. Summary of Current Performance & Emissions Status and Future Potential, Inglaterra, mar. 2006. Não Publicado.

_____. **Dual-Fuel Combining diesel and natural gas for clear cost efficiency**. Disponível em: <<http://www.webtestonehundred.co.uk/CAP/dualfuel.php>> Acesso em: 23 fev. 2007.

_____. **Dual-Fuel Technology**. Disponível em: <<http://www.webtestonehundred.co.uk/CAP/duel-technology.php>> Acesso em: 23 fev. 2007.

_____. **Emission Reduction Technology.** Disponível em: http://www.webtestonehundred.co.uk/CAP/emission_reduction_technology.php Acesso em: 23 fev. 2007.

_____. **How Dual-Fuel works.** Disponível em: <http://www.webtestonehundred.co.uk/CAP/duel-work.php> Acesso em: 23 fev. 2007.

DIESEL GAS. **Dedicated Gas.** Disponível em: <http://www.dieselfgas.co.nz/products/dedicated.htm>. Acesso em: 25 mai. 2007.

_____. **Diesel Substitution.** Disponível em: <http://www.dieselfgas.co.nz/benefits/dieselsub.htm>. Acesso em: 25 mai. 2007.

_____. **Dual Fuel.** Disponível em: <http://www.dieselfgas.co.nz/products/dualfuelpower.htm>. Acesso em: 25 mai. 2007.

_____. **Dual Fuel Engines.** Disponível em: <http://www.dieselfgas.co.nz/products/dualfuelkits.htm>. Acesso em: 25 mai. 2007.

_____. **Engine Controllers.** Disponível em: <http://www.dieselfgas.co.nz/products/enginecontrol.htm>. Acesso em: 25 mai. 2007.

ENERGY CONVERSIONS INC.. **Economizer - Dual Fuel Conversion for Four Stroke Engines.** Disponível em: <http://www.energyconversions.com/ECO.htm> Acesso em: 23 fev. 2007.

GENERAC POWER SYSTEMS.INC. **Bi-Fuel Engine Generators.** White Paper, dez. 2003. Disponível em: www.generac.com/PublicPDFs/0169400SBY.pdf Acesso em: 12 abr. 2007.

MAURO JUNIOR, Leonardo; ALMEIDA, Silvio Carlos Anibal. **Conversão de Motores Diesel para Gás Natural.** In: 11th BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING - ENCIT 2006, Curitiba. Braz. Soc. of Mechanical Sciences and Engineering - ABCM, 2006.

M. J. BRADLEY & ASSOCIATES. **Natural Gas as a Transportation Fuel: Best Practices for Achieving Optimal Emissions Reductions.** The International Council on Clean Transportation – ICCT, 2005. Disponível em: www.theicct.org/documents/NGV_ICCT_2005.pdf Acesso em: 12 abr. 2007.

NWAFOR, O.M.I.. **Effect of Advanced Injection Timing on the Perfomance of Natural Gas in Diesel Engines.** Sadhana - Índia, v.25, parte 1, pág. 11-20, fev. 2000.

_____. **Knock Characteristics of Dual-Fuel Combustion in Diesel Engines Using Natural Gas as Primary Fuel.** Sadhana - Índia, v.27, parte 3, pág. 375-382, jun. 2002.

_____. **Combustion Characteristics of Dual-fuel Diesel Engine using Pilot Injection Ignition.** IE(I) Journal-MC, v.84, pág. 22-25, abr. 2003.

NYSTRAND, Maria. **Wärtsilä 50 DF Dual-fuel Engines for Pakistani Captive Power Plants.** Wärtsilä Corporation. *Press Release*. 13 jan. 2006. Disponível em: <<http://www.wartsila.com/en,press,0,trade,pressrelease,2AC79FE0-08AB-41DD-AE38-D042880450AB,16469AF6-2F50-45F8-8BC6-C65AF2CC98C7,,.htm>> Acesso em: 24 fev. 2007.

OLIVEIRA, Wagner. **Diesel-gás promete economia de 30%.** *Gazeta Mercantil*, São Paulo, 22 nov. 2006. Caderno 3 – Transporte & Logística, pág. C3.

OUELLETTE, Patric; **High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas in Diesel Engines.** In: INTERNATIONAL CONFERENCE AND EXHIBITION ON NATURAL GAS VEHICLES, 7th, 2000, Yokohama, Japão. NGV2000, out. 2000. pág. 235-242.

_____; WELCH, Alan. **Progresses in High Pressure Direct Injection (HPDI) of Natural Gas In Automotive Diesel Engines.** Westport Innovations Inc. Vancouver. In: 8th INTERNATIONAL & 20th NATIONAL CONFERENCE & EXHIBITION ON NATURAL GAS VEHICLES, 2002, Washington, EUA. Word NGV2002, out. 2002. pág. 1-11.

PEREIRA, José. **DINAMÔMETROS.** Rio de Janeiro, 04 abr. 1999. Disponível em: <<http://www.joseclaudio.eng.br/dinos1.html>> Acesso em: 21 jul. 2010.

PEREIRA; Ricardo Hernandez. **Avaliação Experimental e Previsão do Desempenho de Motores Diesel Consumindo Gás Natural**, 2006. 207f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2006.

PEREIRA, Ricardo H.; BRAGA, Sergio Leal; BRAGA, Carlos Valois Maciel. **Substituição Parcial do Óleo Diesel pelo Gás Natural em Motores – Atratividade da Tecnologia e sua Avaliação Experimental.** In: III CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2004, Belém. III Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2004.

PEREIRA, Ricardo H.; BRAGA, Sergio Leal; BRAGA, Carlos V. M.; FREIRE, L. G. de M. **Geração Distribuída de Energia Elétrica – Aplicação de Motores Bicom bustível Diesel/Gás Natural.** In: ANAIS DO 3º CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO E GÁS, 2005, Salvador. 3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, 2005.

REVISTA ÔNIBUS. **Flex Diesel Gás: nova opção tecnológica para as empresas.** Fetranspor, Rio de Janeiro, ano VII, n.40, nov/dez 2006.

SAHOO, B. B.; SAHOO, N. E SAHA, U. K. **Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines – A critical review.** *Renew Sustain Energy Rev*, 2008. pág 1-34. Disponível em Elsevier: <www.elsevier.com/locate/rser> Acesso em: 05 dez. 2010.

SAMPIERI, Roberto Hernández; COLLADO, Carlos Fernández; LUCIO, Pilar Baptista. **Metodología de la investigación**. McGraw-Hill. 4ª edição, México, 2006.

SELIM, Mohamed Y.E.. **Sensitivity of Dual Fuel Engine Combustion and Knocking Limits to Gaseous Fuel Composition**. Energy Conversion and Management, 2004. pág 411-425. Disponível em Elsevier: <www.elsevier.com/locate/enconman> Acesso em: 12 abr. 2007.

SCHLOSSER, José F.; CAMARGO, Miguel N.; MACHADO, Paulo R. M.. **Comportamento de um Motor de Ignição Por Compressão Trabalhando com Óleo Diesel e Gás Natural**. Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v. 24, n. 3, pág. 736-744, set./dez. 2004.

SHENGHUA, Liu; LONGBAO, Zhou; ZIYAN, Wang; JIANG, Ren. **Combustion Characteristics of Compressed Natural Gas/Diesel Dual-Fuel Turbocharged Compressed Ignition Engine**. Proc. Instn Mech. Engrs. Automobile Engineering, v. 217 part D:J, pág. 833-838, 2003.

THE EUROPEAN NATURAL GAS VEHICLE ASSOCIATION. **Dual Fuel (Natural Gas/Diesel) Engines: Operation, Applications & Contribution**. In: GROUP OF EXPERTS ON POLLUTION & ENERGY, 42nd, 2001. 42nd GRPE, mai. 2001. agenda item 4. Documento Informal n. 18.

Anexos

Dados da aquisição do dinamômetro.

Dados do dinamômetro - Com aquisição da pressão de combustão

Nome do Arquivo	Data	Hora	Rotação	Torque	Potência	Cons Ar	Cons Comb	Cons GNV	Cons GNV	Dens GNV	T _{GNV}	P _{Air}	P _{Adm}	P _{Turbo}	P _{Oil}
--	dd/mm/aaaa	hh:mm:ss	rpm	Nm	kW	m³/h	kg/h	kg/h	/h	kg/m³	Cel	mbar	bar	bar	bar
001-1000-100-0-base	11/3/2010	15:16:13	1000	213,7	22,53	105	8,2	0	0	0	--	911	-0,031	0	1,6
002-1000-100-25-depois	11/3/2010	15:29:46	999	210,5	21,98	103,9	4,75	0,88	39	22,45	--	25	910,9	-0,034	0
003-1000-100-25-antes	11/3/2010	15:36:25	997	210,4	22,11	103,9	4,75	1	44,56	22,45	--	24,8	910,9	-0,034	0
004-1000-100-50-depois	11/3/2010	15:44:20	1001	209,9	22,07	96,2	3,15	2,09	95,52	22,34	--	24,2	910,9	-0,034	0
005-1000-100-50-antes	11/3/2010	15:48:38	1002	209,8	22,19	95,8	3,15	2,11	95,87	22,65	--	22,3	910,9	-0,034	0
006-1000-100-0-check	11/3/2010	15:56:12	1001	208,9	21,8	103,2	5,75	0	0	0	--	--	910,8	-0,036	0
007-1000-100-25-depois_2	11/3/2010	16:04:29	1000	211,8	22,09	99,9	4,75	0,97	45,18	22,44	--	24,5	910,8	-0,036	0
008-1000-75-0-base	11/3/2010	16:10:31	1000	157,3	16,55	101,8	3,97	0	0	0	--	--	910,8	-0,036	0
009-1000-75-25-depois	11/3/2010	16:12:22	999	157,4	16,62	101,1	3,02	0,95	44,58	22,28	--	25,1	910,7	-0,036	0
010-1000-75-25-antes	11/3/2010	16:16:13	1002	157,7	16,47	101,7	3	0,98	45,96	22,25	--	25	910,7	-0,036	0
011-1000-75-50-depois	11/3/2010	16:34:20	1000	157,6	16,5	99,7	2,05	2,01	90,34	22,36	--	25,2	910,6	-0,035	0
012-1000-75-50-antes	11/3/2010	16:37:20	999	157,3	16,47	100,9	2,02	1,99	89,75	22,45	--	22	910,6	-0,035	0
013-1000-75-0-check	11/3/2010	16:44:50	1000	157,9	16,48	103,1	4	0	0	0	--	--	910,6	-0,036	0
014-1000-50-0-base	11/3/2010	16:51:29	1000	105,2	11,04	101	2,8	0	0	0	--	--	910,6	-0,036	0
015-1000-50-25-depois	11/3/2010	16:56:28	998	106,5	11,23	101,9	2,1	0,78	35,96	22,14	--	24,8	910,6	-0,036	0
016-1000-50-25-antes	11/3/2010	17:02:24	999	106,8	11,2	102,2	2,15	0,79	35,96	22,12	--	24,8	910,6	-0,036	0
017-1000-50-50-depois	11/3/2010	17:07:07	999	106	11,23	101,5	1,42	1,66	75,06	22,01	--	24,1	910,6	-0,035	0
018-1000-50-50-antes	11/3/2010	17:11:48	1002	106,7	11,05	97,3	1,39	1,68	75,16	22,25	--	22,8	910,5	-0,035	0
019-1000-50-0-check	11/3/2010	17:17:06	998	106,2	11,19	100	2,82	0	0	0	--	--	910,5	-0,036	0
020-1000-25-0-base	11/3/2010	17:21:24	1003	52	5,43	99,5	1,7	0	0	0	--	--	910,6	-0,036	0
021-1000-25-25-depois	11/3/2010	17:30:52	1001	52,2	5,55	101,6	1,35	0,72	33,28	22,06	--	24,8	910,6	-0,036	0
022-1000-25-25-antes	11/3/2010	17:36:40	997	51,5	5,4	100,5	1,2	0,73	32,89	21,95	--	24,8	910,7	-0,036	0
023-1000-25-50-depois	11/3/2010	17:45:02	1001	52,5	5,41	99,9	0,82	1,48	67,79	21,91	--	24,3	910,7	-0,035	0
024-1000-25-50-antes	11/3/2010	17:48:54	999	52,6	5,48	103,5	0,84	1,53	69,34	22,05	--	25,8	910,7	-0,035	0
025-1000-25-0-check	11/3/2010	17:52:46	999	51,9	5,38	103,7	1,7	0	0	0	--	--	910,8	-0,036	0
026-1000-100-0-base	11/3/2010	17:57:22	1002	209,1	22	100,1	5,75	0	0	0	--	--	910,8	-0,037	0
027-1000-100-25-depois	11/3/2010	18:06:36	999	208,4	22,04	101,2	4,32	1,2	55,04	21,88	--	24,8	910,9	-0,037	0
028-1000-100-25-antes	11/3/2010	18:08:52	1000	208,6	21,63	105	4,32	1,19	54,4	22	--	24,7	910,9	-0,037	0
029-1000-100-50-depois	11/3/2010	18:14:13	1000	209,1	21,75	99,9	2,92	2,18	96,74	21,81	--	25,7	910,9	-0,036	0
030-1000-100-50-antes	11/3/2010	18:17:28	998	209,1	22,16	101,4	2,9	2,23	101,97	21,94	--	22,6	911	-0,036	0
031-1000-100-0-check	11/3/2010	18:22:01	999	208,4	21,85	101,4	5,74	0	0	0	--	--	911	-0,038	0

Dados do dinamômetro - Com aquisição da pressão de combustão

Dados do dinamômetro		T _{Air}		T _{Chan12}		T _{Dcomp}		T _{Exh}		T _{Ex2}		T _{Temp}		T _{Comb}		T _{Oil}		T _{WI}		T _{WO}		T _{EC}		PH		P _{Turbo}		FB _{Lev}	
Nome do Arquivo	P _{Exh} mmbar	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	Cel	mm	%	bar	bar	g	g				
001-1000-100-0-base	14	258	26,2	36,9	47,1	180,8	30,64	35,7	87,2	28,8	82	241,2	40,3	0	878														
002-1000-100-25-depois	13,6	265	26,8	39,3	488	223,1	31,31	35,8	93,2	35,2	82,4	236,25	39,2	0	859														
003-1000-100-25-antes	13,6	268	27	39,6	487,8	215,6	31,76	36,6	91,8	36,1	82,5	237,3	39,6	0	859														
004-1000-100-50-depois	12,7	27	27,2	38,5	444,8	198,6	32,38	37,4	91,8	36,1	82	237,05	39,5	0	847														
005-1000-100-50-antes	12,7	27,2	27,4	38,7	452,1	208,3	32,7	37,7	92,5	35,5	82,2	238,52	39,2	0	852														
006-1000-100-0-check	13,3	27,4	27,6	40,7	501,9	234,9	33,18	38,3	94,5	36,8	82,7	234,2	38,6	0	882														
007-1000-100-25-depois, 2	12,9	27,6	27,7	40,5	489,6	217,7	33,73	39	93,7	40,5	82,3	237,32	37,4	0	854														
008-1000-75-0-base	10,6	27,7	27,9	38,4	391,1	106,7	34,11	39,5	93	40,6	80,6	177,76	37,3	0	845														
009-1000-75-25-depois	9,8	27,6	27,9	38,2	348	54,1	34,69	39,7	88,8	38,8	80,9	178,46	37,4	0	856														
010-1000-75-25-antes	9,9	27,6	27,9	36,4	352,4	168,6	34,83	39,8	89,5	38,5	80,7	176,87	37,3	0	876														
011-1000-75-50-depois	10	27,7	28,1	38,6	357,9	183	35,08	40,1	89,7	37,8	81	177,71	37	0	877														
012-1000-75-50-antes	9,8	27,6	28	36,4	348,2	188,8	35,16	40,1	89,7	37,7	80,5	177,27	37,2	0	885														
013-1000-75-0-check	10,3	27,8	28,1	37,3	373,2	185,3	35,36	40,3	90,2	37,8	80,6	176,89	36,9	0	865														
014-1000-50-0-base	7,8	27,7	28,1	35,2	280,9	153,7	35,56	40,5	88,3	37,4	80	159,18	36,9	0	856														
015-1000-50-25-depois	7,5	27,7	28,1	34,3	274,6	143	35,66	40,5	87,3	36,9	80,2	150,92	36,9	0	859														
016-1000-50-25-antes	7,5	27,4	28	34,5	273,9	151,2	35,77	40,5	87,3	36,2	80,1	150,27	36,6	0	863														
017-1000-50-50-depois	7,4	27,5	28	34,3	263,8	138,2	35,89	40,5	86	35,8	80,3	150,69	37,3	0	840														
018-1000-50-50-antes	7,5	27,6	28,1	34,5	274,9	152,2	35,93	40,6	86,4	35,4	80,2	148,92	37,4	0	838														
019-1000-50-0-check	7,4	27,5	28,1	34,5	270,3	159,6	36,03	40,7	86,7	35	80,5	150,43	37,4	0	870														
020-1000-25-0-base	5,8	27,6	28,1	33,5	202,1	136,6	36,06	40,6	86,3	34,9	79,4	58,8	37,4	0	828														
021-1000-25-25-depois	5,7	27,4	28	32,6	184,2	113,9	36,17	40,6	84,3	34	79,3	57,53	37,4	0	800														
022-1000-25-25-antes	5,7	27,5	28	32,6	188,1	115,1	36,17	40,6	84	33,5	79,3	58,24	38	0	908														
023-1000-25-50-depois	5,6	27,2	27,9	32	174,7	98	36,18	40,4	83,4	32,8	79,3	58,13	37,7	0	885														
024-1000-25-50-antes	5,8	27,3	27,9	32,2	183,4	103,9	36,17	40,4	82,8	32,4	79,3	59,1	38	0	850														
025-1000-25-0-check	5,7	27,3	27,9	32,3	183,3	112,3	36,17	40,4	83,4	32,2	79,8	57,84	37,8	0	854														
026-1000-100-0-base	12,2	27,1	27,8	36,3	421,2	150,3	36,17	40,5	83,9	33,9	81,7	236,03	37,9	0	849														
027-1000-100-25-depois	12,9	27,4	27,9	39,6	472,9	207,7	36,21	40,7	91,6	34,6	82,6	236,66	37,3	0	883														
028-1000-100-25-antes	12,8	27,4	27,9	39,6	470,9	220,1	36,27	40,8	92,9	35,2	81,9	232,86	37,4	0	824														
029-1000-100-50-depois	12,1	27,5	28	38,8	453,9	190,3	36,56	41	91,4	35,9	82,3	235,92	37,2	0	859														
030-1000-100-50-antes	12,3	27,5	28	39,1	449,3	208,1	36,44	41	92,5	36,4	82,4	238,53	37,2	0	851														
031-1000-100-0-check	12,9	27,6	28,1	40,9	493,9	228	36,53	41,2	94,2	37,3	83,2	234,81	37	0	840														

Dados do dinamômetro - Sem aquisição da pressão de combustão

Dados do dinamômetro														
Nome do Arquivo	Data dd/mm/aaaa	Hora hh:mm:ss	Rotação rpm	Torque Nm	Potência kW	Cons Ar m³/h	Cone Cons kg/h	Cons GW kg/h	Dens GW kg/m³	T_GW Ce	P_Air mbar	P_Adm bar	P_Turbo bar	P_Oil bar
--														
001	22/6/2010	16:43:30	3200	248,8	77,82	57,12	23,42	0	0	--	921,8	-0,223	0,5	4,3
002d	22/6/2010	16:49:42	3200	248	82,23	55,53	17,59	4,59	198,43	22,05	17,4	-0,216	0,4	4,2
003*	22/6/2010	16:57:22	3200	247,7	81,67	55,64	17,54	4,51	195,24	22,1	15,6	-0,223	0,4	4,2
004	22/6/2010	17:07:32	3200	247,2	81,48	56,87	23,56	0	0	--	921,5	-0,228	0,5	4,5
005	22/6/2010	17:25:39	2199	221,2	51,05	289	11,47	0	0	--	921,5	-0,123	0,1	3,6
006d	22/6/2010	17:48:22	2200	220,6	50,9	27,83	8,61	3,4	149,12	22,85	15,3	-0,121	0,1	3,4
007*	22/6/2010	17:59:43	2200	221,5	51,11	269,1	8,59	3,65	155,18	23,45	8,6	-0,123	0,1	3,3
008*	22/6/2010	18:06:40	2199	221,9	51,36	261,9	7,31	5,14	224,03	22,84	-2,7	-0,122	0,1	3,4
009*	22/6/2010	18:12:52	2200	221,8	51,05	271,4	7,18	4,65	205,15	23,45	-2,8	-0,125	0,1	3,3
010d	22/6/2010	18:22:14	2200	223,8	51,5	277,3	8,61	3,53	149,1	23,59	9,1	-0,128	0,1	3,4
011	22/6/2010	18:27:45	1199	207,5	26,27	125,6	6,84	0	0	--	922,2	-0,061	0	1,7
012d	22/6/2010	18:31:40	1199	207,2	26,02	125	5,32	1,16	49,03	23,92	14,3	-0,06	0	1,7
013*	22/6/2010	18:33:35	1200	207,5	26,05	123,7	5,07	1,11	47,17	23,68	14,6	-0,06	0	1,7
014*	22/6/2010	18:38:54	1200	207,8	26,17	119,6	5,28	2,54	126,47	23,1	12	-0,059	0	1,8
015d	22/6/2010	18:42:49	1200	207,2	25,96	121	5,19	2,87	124,55	23,21	11,5	-0,059	0	1,8
016d	22/6/2010	19:14:49	2199	224,2	51,6	276,7	8,22	3,99	179,05	22,27	15,6	-0,131	0,1	3,5
017d	22/6/2010	19:18:42	2199	221,1	50,86	276,1	8,27	4,01	175,01	22,64	9,6	-0,13	0,1	3,4
018d	22/6/2010	19:29:05	2200	221,4	50,98	269,3	8,27	4,06	175,93	23,45	5,4	-0,131	0,1	3,3
019d	22/6/2010	19:31:04	2200	224,4	51,82	272,8	8,19	4,22	151,55	23,55	2,1	-0,132	0,1	3,3
020d	22/6/2010	20:06:19	2199	224,2	51,77	255,4	8,27	4,51	222,5	22,31	5,6	-0,115	0	3,3

Dados do dinamômetro - Sem aquisição da pressão de combustão

Dados do dinamômetro														
Nome do Arquivo	P_Ext mbar	T_Air Cel	T_Chin12 Cel	T_Dcomp Cel	T_Ext Cel	T_Ext2 Cel	PB_Temp Cel	T_Comb Cel	T_Oil Cel	TWI Cel	TWO Cel	TEC Nm	PH %	P_Turbo bar
001	36	258	265	120,2	743,1	428,4	310,1	45,3	110	110	82,7	258,13	37,4	0,5
002d	52	269	27,4	109,5	712,4	414	323	45,1	112,1	112,1	82,7	275	35,5	0,4
003f	5	275	28,1	111	723,1	412,9	35,68	45,7	113,9	113,9	82,9	271,71	34,2	0,4
004	0,6	263	27,2	118,1	717,6	295,8	35,57	47,2	104,5	104,5	81,7	270,14	35,9	0,5
005	0,5	242	25,6	60,5	556,5	150,1	36,43	45,4	95	95	80,4	245,53	40,1	0,1
006d	4	219	24,1	59,4	580,9	315,7	35,46	42,6	98,8	98,8	80,6	244,05	45,6	0,1
007b	4,8	257	24,4	59	591,1	316,6	34,53	43,4	101,9	101,9	80,8	245,29	41,9	0,1
008a	2,8	238	24,4	58,5	587,8	302,3	34,79	43,8	103,9	103,9	80,5	246,56	41,4	0,1
009d	3,7	24	24,6	58,8	587,5	311,9	34,79	44	101,4	101,4	80,5	245,54	40,8	0,1
010d	2,3	237	24,3	59	585,9	282,1	34,66	43,8	99,4	99,4	80,5	247,12	41,3	0,1
011	1,6	238	24,4	41,3	513	214,9	34,56	43,7	99,1	99,1	82,5	250,28	40,9	0
012d	1,3	23,4	24,2	39	498,8	230,1	34,51	43,3	97,3	97,3	81,5	228,65	41,4	0
013a	1,5	33,2	24	38,6	456,3	230,1	34,09	43,9	98,8	98,8	81,1	229,59	41,8	0
014a	1,8	22,9	23,8	37,1	463,5	213,4	34,34	42,3	95,2	95,2	81,4	230,02	42,3	0
015d	2,1	22,6	23,6	36,5	439,1	216,2	34,21	41,9	91,9	91,9	81,3	228,01	45,2	0
016d	2,2	21,2	22,1	55,6	563,6	254,3	32,47	39,5	95,2	95,2	80,5	246,37	45,7	0,1
017d	4	21,9	23,5	57,3	590	30,9	33,29	40,3	100,6	100,6	80,7	245,14	44,2	0,1
018d	2,2	22,6	23,2	58,6	601,9	345,8	32,29	41,4	103,8	103,8	80,6	244,09	42	0,1
019d	5,1	23,8	23,3	59,1	606,3	338,2	33,55	41,6	101,9	101,9	80,6	246,04	41,5	0,1
020d	4,3	21	22	42,1	653,6	341,1	33,94	38	97,6	97,6	80,5	247,11	45,6	0