

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

JÉSSICA CRISTINA DIAS DOS SANTOS

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA EMISSÃO DE POLUENTES EM UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DIESEL-GÁS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2015

JÉSSICA CRISTINA DIAS DOS SANTOS

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA EMISSÃO DE POLUENTES EM UM
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DIESEL-GÁS**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC-2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof. Dr. José Antonio Andrés Velásquez Alegre.

Coorientadora: Roberta Vieira, Eng.

CURITIBA

2015

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa "ESTUDO EXPERIMENTAL DA EMISSÃO DE POLUENTES EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DIESEL-GÁS", realizado pela aluna Jéssica Cristina Dias dos Santos, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso - Tcc2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Dr. José Antonio Andrés Velásquez Alegre

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Dr. Luciano Fernando dos Santos Rossi

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Dr. Paulo Henrique Dias dos Santos

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 23 de Junho de 2015.

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, o qual me orientou, me deu as ferramentas necessárias para a realização deste trabalho e me fortaleceu nos momentos de angústia. Dedico também ao meu pai Eros, minha mãe Nadja e ao meu noivo Vagner.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por seu amor por mim e porque sem Ele eu não teria forças para essa longa jornada. Agradeço-O também pela capacitação e oportunidade de realização desse trabalho de conclusão de curso em conjunto com meu estágio.

A todos os colegas de trabalho gostaria de expressar minha satisfação de poder trabalhar com eles durante a realização deste estudo. Em especial, agradeço a contribuição e dedicação da minha coorientadora na empresa Robert Bosch de Curitiba, a engenheira Roberta Viera, a qual ofereceu do seu tempo e conhecimento para me auxiliar. Além disso, agradeço aos meus coordenadores na empresa, a Sra. Martha Canelada e o Sr. Frederico Tischer.

Agradeço ao Professor Dr. José Velásquez pela sua orientação durante a realização desse trabalho. Agradeço aos professores da banca examinadora pela atenção e contribuição dedicadas a este estudo.

Registro também, o meu reconhecimento à minha família, sem o apoio deles seria muito difícil vencer esse desafio e dificilmente chegaria aonde cheguei. Agradeço ao meu pai Sr. Eros Santos pelo incentivo a realização do curso Técnico em Mecânica e Engenharia Mecânica na Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Agradeço a minha mãe Sra. Nadja Santos pela dedicação em me acompanhar nos estudos durante a minha infância e adolescência e pelo suporte na realização desse trabalho.

Agradeço ao meu noivo, Vagner Hensen, que de maneira carinhosa me motivou com palavras de incentivo, me apoiando em todos os momentos, acreditando em mim e me lembrando das promessas de Deus para mim.

“Tudo o que fizerem, façam de todo o coração, como para o Senhor, e não para os homens, sabendo que receberão do Senhor a recompensa da herança. É a Cristo, o Senhor, que vocês estão servindo.”

Colossences 3:23-24

Bíblia Sagrada

RESUMO

SANTOS, Jéssica C. D. dos. Estudo experimental da emissão de poluentes em um motor de combustão interna diesel-gás. 2015. 93 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

As crescentes preocupações com as mudanças climáticas devido à atividade humana, principalmente pela queima de combustíveis, têm motivado o desenvolvimento de novas tecnologias de combustão. Nesse âmbito, o motor diesel-gás natural apresenta-se como uma alternativa aos motores diesel. O presente Trabalho de Conclusão de Curso visa avaliar, com base em dados experimentais, a influência que os principais parâmetros de calibração do motor exercem sobre os níveis de emissões de poluentes em um motor diesel-gás e analisar o potencial desse motor em reduzir as emissões de gases de efeito estufa. Para tanto, apresenta-se uma revisão bibliográfica sobre os temas: combustão do diesel, combustão do gás natural nos motores de combustão interna, combustão *Dual Fuel* diesel-gás natural, formação de poluentes e os fundamentos da calibração de motores. Durante a metodologia, dá-se especial importância ao Planejamento de Experimentos, técnica esta que permite minimizar o número de ensaios experimentais e, ao mesmo tempo, maximizar as informações que podem ser obtidas em um estudo experimental. Para as condições analisadas, verificou-se que tanto o consumo específico de combustível como as emissões de óxidos de nitrogênio, de dióxido de carbono e de material particulado são afetados principalmente pelo coeficiente de excesso de ar (λ), taxa de substituição e ângulo de início da injeção. Além disso, com os estudos experimentais desenvolvidos neste trabalho foi possível sugerir uma calibração do motor em que o gás natural é usado juntamente com o diesel e que resultou em uma redução de 14% das emissões de gases de efeito estufa e cerca de 95% de redução nas emissões de material particulado, bem como 3% de diminuição do consumo específico de combustível.

Palavras-chave: Motor diesel-gás natural. Emissões poluentes. Gases de Efeito Estufa. Planejamento de experimentos. Calibração de motores.

ABSTRACT

SANTOS, Jéssica C. D. dos. An experimental investigation of pollutant emissions of a diesel-natural gas internal combustion engine. 2015. 93 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2015.

Growing concerns about climate change due to human activity, mainly because of fuel combustion, have motivated the development of new combustion technologies. In this context, the diesel-natural gas engine is presented as an alternative to diesel engines. The present study aims to evaluate, based on experimental data, the influence that the main engine calibration parameters have on the pollutant emissions in a diesel-gas engine, as well as to analyze the potential that this technology has to reduce emissions of greenhouse gases. A literature review was conducted on the following topics: diesel combustion, natural gas combustion in internal combustion engines, dual fuel combustion, pollutant formation and the fundamentals of engine calibration. Particular attention was given to the Design of Experiments, a technique that minimizes the number of experimental tests and, at the same time, maximizes the information that can be obtained in an experimental study. For the analyzed condition, it was found that specific fuel consumption and emission levels of nitrogen oxides, carbon dioxide and soot are strongly affected by fuel to air ratio (λ), substitution rate and start of injection angle. Furthermore, the conducted experimental study allowed to suggest a particular engine calibration for the combined use of natural gas and diesel fuel, which resulted in a reduction of 14% in greenhouse gases emission; 95% in soot emissions and 3% in specific fuel consumption.

Keywords: Diesel-Natural gas engine. Pollutant emissions. Design of Experiments. Greenhouse gases. Engine calibration.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Emissões brasileiras para o período de 1990 a 2010 em CO ₂ eq.....	14
Figura 2 – Distribuição da matriz de transportes de cargas do Brasil.	15
Figura 3 – Emissões de CO ₂ de motor diesel e motor a gasolina de carros de passeio fabricados em 2013.	20
Figura 4 - Injeção de combustível em motores diesel: (a) Direta, (b) Indireta.	21
Figura 5 – Diferentes fases de combustão em motores de injeção direta de diesel..	22
Figura 6 – Tipos de combustão.	22
Figura 7 – Regiões da combustão.....	26
Figura 8 – Fases da combustão de um motor diesel-gás.....	29
Figura 9 – Resumo da formação de poluentes em um motor diesel durante as fases de pré-mistura e mistura controlada.....	36
Figura 10 – Resumo da formação de poluentes em um motor de ignição por centelha durante todos os estágios da combustão.....	37
Figura 11 - Comportamento das emissões de um motor a gás natural de acordo com o lambda.	38
Figura 12 – Evolução da legislação de emissões válida União Europeia.....	40
Figura 13 – Evolução da frota brasileira de veículos a diesel por fase da PROCONVE.....	42
Figura 14 – Funções na ECU.....	44
Figura 15 – Demonstração da calibração de uma função.	46
Figura 16 – Otimização baseada em modelos matemáticos e realizada off-line.....	47
Figura 17 – Fases necessárias para obtenção dos valores ótimos.....	48
Figura 18 – Métodos de distribuição de pontos de medição.	49
Figura 19 – Modelagem de primeira geração: polinomial.....	50

Figura 20 – Modelagem de segunda geração: processo gaussiano.	53
Figura 21 – Desenho esquemático do motor diesel-gás.	56
Figura 22 – Curva característica do motor: torque máximo.....	59
Figura 23 – Distribuição gráfica dos pontos do experimento.....	64
Figura 24 – Análise dos desvios para cada ponto de repetição.	67
Figura 25 – Análise <i>leave-one-out</i>	69
Figura 26 – Influência do lambda nas emissões em g/kWh.	73
Figura 27 – Influência da taxa de substituição nas emissões em g/kWh.	75
Figura 28 – Influência do começo de injeção nas emissões em g/kWh.	77
Figura 29 – Análise gráfica realizada para o motor em análise.....	89
Figura 30 – Análise gráfica realizada para o motor em análise.....	90
Figura 31 – Exemplo de análise gráfica no programa ASCMO.	91

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição do gás natural na região Centro-Oeste, Sudeste e Sul do Brasil.	23
Tabela 2 – Parâmetros que influenciam as emissões de motores de combustão interna.	39
Tabela 3 – Limites de emissões [g/kWh] para veículos pesados da fase P7.	43
Tabela 4 – Limites mínimos e máximos para os parâmetros de entrada.	63
Tabela 5 – Plano do experimento.....	65
Tabela 6 – Resumo da influência dos principais parâmetros calibráveis do motor diesel-gás nas saídas observadas nesse projeto.....	78
Tabela 7 – Calibração sugerida para minimizar emissões de gases de efeito estufa.	79
Tabela 8 – Saídas em g/kWh para Otimização 1.	80
Tabela 9 – Calibração sugerida para minimizar consumo de combustível.....	80
Tabela 10 – Saídas em g/kWh para Otimização 2.	80

LISTA DE SIGLAS

AIE	Agência Internacional de Energia
CLD	<i>Chemi-Luminescence Detector</i>
CNG	<i>Compressed natural gas</i>
DoE	<i>Design of Experiments</i>
ECU	<i>Electronic Control Unit</i>
EDC	<i>Electronic Diesel Control</i>
EGC	<i>Electronic Gas Control</i>
EGR	<i>Exhaust gas recirculation</i>
ELC	<i>European Load Cycle</i>
EOI	<i>End of Injection</i>
ESC	<i>European Stationary Cycle</i>
ETC	<i>European Transient Cycle</i>
EU	União Europeia
FID	<i>Flame Ionization Detector</i>
GEE	Gases de Efeito Estufa
FSN	<i>Filter Smoke Number</i>
GLP	Gás liquefeito de petróleo
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
HC	Hidrocarbonetos
LB	Lambda
MCTI	Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação
MP	Material particulado
NC	Número de Cetano
NDIR	<i>Non-Dispersive Infra-Red</i>
NGI	<i>Natural Gas Injector</i>
NMHC	Hidrocarbonetos não metano
PFI	<i>Port Fuel Injection</i>
PNMC	Política Nacional sobre Mudança no Clima

SOI	<i>Start of Injection</i>
SR	<i>Substitution Rate</i>
THC	Total de hidrocarbonetos
WHSC	<i>World Harmonized Stationary Cycle</i>

LISTA DE ACRÔNIMOS

ASCMO	<i>Advanced Simulation for Calibration, Modeling and Optimization</i>
CAP	<i>Clean Air Power</i>
CARB	<i>California Air Resources Board</i>
CETESB	Companhia Ambiental do Estado de São Paulo
COBEM	Congresso Internacional de Engenharia Mecânica
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
DETRAN	Departamento Estadual de Trânsito
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i>
IBAMA	Instituto Brasileiro de Meio Ambiente
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
NO _x	Óxidos de Nitrogênio
ONU	Organização das Nações Unidas
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
PROMOT	Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos e Veículos Similares

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	CONTEXTO DO TEMA E CARACTERIZAÇÃO DA OPORTUNIDADE	12
1.2	OBJETIVOS	17
1.3	JUSTIFICATIVA	17
1.4	CONTEÚDO	18
2	FUNDAMENTOS DA COMBUSTÃO E DA FORMAÇÃO DE POLUENTES	19
2.1	COMBUSTÃO DO DIESEL	19
2.2	COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL	23
2.3	COMBUSTÃO DIESEL-GÁS NATURAL	26
2.4	FORMAÇÃO DE POLUENTES	29
2.4.1	Óxidos de Nitrogênio (NO _x)	30
2.4.2	Monóxido de Carbono (CO)	32
2.4.3	Hidrocarbonetos (HC)	33
2.4.4	Material particulado (MP)	34
2.5	PARÂMETROS QUE INFLUENCIAM AS EMISSÕES DE POLUENTES	39
2.6	LEGISLAÇÃO DE EMISSÕES NO BRASIL	40
3	FUNDAMENTOS DA CALIBRAÇÃO DE MOTORES	44
3.1	CALIBRAÇÃO DE MOTORES	44
3.6	PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS (<i>DESIGN OF EXPERIMENTS</i>)	47
3.7	MODELAGEM MATEMÁTICA	50
3.8	OTIMIZAÇÃO	53
4	MATERIAIS E MÉTODOS	55
4.1	DESCRIÇÃO DOS MATERIAIS	55
4.2	DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA	57
4.3	JUSTIFICATIVA DA METODOLOGIA	58
5	DETALHAMENTO DOS PROCEDIMENTOS REALIZADOS	59
5.2	DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS E VARIÁVEIS A SEREM CONSIDERADOS NO MODELO	60
5.2.1	Variáveis de entrada	60
5.2.2	Variáveis de saída	61
5.3	DOMÍNIO DE VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS	62
5.4	DEFINIÇÃO DO PLANO DE EXPERIMENTO E MEDIÇÕES	63
5.5	MODELAGEM MATEMÁTICA DO PROBLEMA	66
5.6	OTIMIZAÇÃO	70
5.7	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS	70
5.8	CONSIDERAÇÕES ACERCA DOS PROCEDIMENTOS	70
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	72
6.1.1	Influência do lambda	72
6.1.2	Influência da taxa de substituição	74

6.1.3	Influência do começo de injeção de diesel	76
6.2	OTIMIZAÇÕES E COMPARAÇÃO COM MOTOR EM MODO DIESEL	78
6.2.1	Otimização 1	79
6.2.2	Otimização 2	80
7	CONCLUSÕES	81
	REFERÊNCIAS	83
	APÊNDICE A – ANÁLISE GRÁFICA REALIZADA PARA O MOTOR EM ANÁLISE	89
	ANEXO A – EXEMPLO DE ANÁLISE GRÁFICA NO PROGRAMA ASCMO	91

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO DO TEMA E CARACTERIZAÇÃO DA OPORTUNIDADE

Nas últimas décadas as discussões sobre as questões ambientais e o uso de combustíveis alternativos aos de origem fóssil têm recebido crescente atenção tanto no meio acadêmico como no setor industrial. A partir da conscientização sobre a necessidade de preservar o meio ambiente, vários países vêm adotando legislações que buscam reduzir as emissões de poluentes no setor de transportes e, ao mesmo tempo, incentivar o uso de combustíveis menos agressivos ao meio ambiente.

A Agência Internacional de Energia - AIE (ou IEA, do inglês, *International Energy Agency*), por exemplo, composta por vinte e nove países, foi fundada durante a crise do petróleo em 1973 e, desde então, vem trabalhando com o objetivo de disseminar o uso de energias limpas nos países membros. Atualmente ela é o principal fórum das discussões sobre este tema no mundo (IEA, 2014). Dados do *World Energy Outlook 2013*, relatório anual sobre energia da AIE, mostram que os combustíveis de origem fóssil respondem por 80% do consumo mundial de energia. Por isso, uma das principais recomendações da agência é pelo uso de combustíveis alternativos que venham a contribuir para a redução das emissões de dióxido de carbono (IEA, 2014). Vale destacar que o Brasil não faz parte da AIE, mas adota as políticas propostas por ela.

A Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos (EPA, do inglês *Environmental Protection Agency*) classifica o dióxido de carbono (CO_2), o metano (CH_4), os óxidos de nitrogênio (NO_x) e os gases com flúor (perfluorcarbonetos, hexafluoreto de enxofre – SF_6 – e hidrofluorcarbonetos - HFC_s) como gases de efeito estufa (GEE) (EPA, 2014). Esses gases agem na atmosfera retendo uma parte do calor proveniente da radiação solar e fazendo com que a Terra se aqueça (efeito estufa). Até certo nível, o Efeito Estufa é normal e necessário para garantir a vida no planeta, porém, nos últimos anos a concentração dos GEE tem aumentado significativamente. Este fato é resultante da atividade humana, principalmente pela reação de queima de combustíveis para geração de energia, o que causa um

aquecimento acima do normal, o Aquecimento Global, que tem sido associado às mudanças no clima do planeta (EPA, 2014).

Essas mudanças abrangem desde chuvas intensas em certas regiões, temperaturas atmosféricas acima dos níveis normais, até o aquecimento da água dos oceanos, derretimento das calotas polares e o aumento no nível dos oceanos. Como a vida do ser humano está diretamente relacionada com o clima, se não for dada a devida importância para o assunto, no futuro as mudanças climáticas podem afetar o abastecimento de água, a agricultura, os sistemas de transporte, a saúde das pessoas e a própria sobrevivência da espécie humana. (EPA, 2014)

Em 2009, foi promulgada no Brasil a Lei nº 12.187/2009, que estabelece a Política Nacional sobre Mudança no Clima (PNMC), segundo a qual o país se compromete voluntariamente com a Convenção-Quadro da ONU sobre Mudança do Clima. Dessa forma, o país irá “adotar ações objetivando reduzir as emissões de GEE entre 31,1% e 38,9% em relação às emissões projetadas até 2020” (MCTI, 2013).

Para entender o quanto essas porcentagens representam para as emissões de gases, é necessário levar em conta que o cálculo se baseia no conceito de CO₂ equivalente (CO₂ eq.). Certos gases são mais efetivos no Efeito Estufa que outros, ou seja, tem a habilidade de absorver mais energia e podem ficar mais tempo aprisionados na atmosfera que outros gases. Assim, é preciso definir o Potencial de Aquecimento Global (do inglês, *Global Warming Potential* – GWP) de cada gás, que é a quantidade de energia, relativa ao CO₂, absorvida pelo gás durante um período de cem anos. Multiplicando-se o GWP pela quantidade de gás emitida e somando para todos os gases de efeito estufa, tem-se o CO₂ eq. Quanto maior o valor do GWP maior o aquecimento que o gás causa (EPA, 2014). Por exemplo, o GWP do CO₂ é 1, do CH₄ é 21 e o do óxido nitroso (N₂O) é 310, ou seja, o N₂O absorve 310 vezes mais energia que o CO₂. (CETESB, 2014)

Segundo o Decreto nº 7.390/2010 do Brasil, as emissões projetadas até 2020 são estimadas em 3,236 Gt CO₂ eq (Gigatoneladas de CO₂ equivalente). Assim, a meta do Brasil é reduzir as emissões para um valor entre 1,168 e 1,259 Gt CO₂ eq. Foram estabelecidas estimativas anuais de emissões de gases de efeito estufa no Brasil para acompanhar o cumprimento do compromisso voluntário. A Figura 1, retirada do II Inventário Brasileiro do Ministério de Ciência, Tecnologia e

Inovação (MCTI), mostra as emissões por setor da economia para o período de 1990 a 2010, em teragramas de CO₂ eq (um teragrama – Tg – equivale a uma megatonelada – Mt). Considerando que a área de interesse para o presente trabalho é a de transportes, e que esta está incluída no setor de energia, onde são computadas as emissões resultantes da queima de combustíveis, observa-se na Figura 1 que em 20 anos as emissões para o setor praticamente dobraram. Isso pode ser visto pelo tamanho da coluna azul, comparando os anos 1990 e 2010. Por outro lado, o acumulado geral de todos os setores diminuiu nos últimos anos (observe que o tamanho total das colunas vem diminuindo a partir de 2004). (MCTI, 2013).

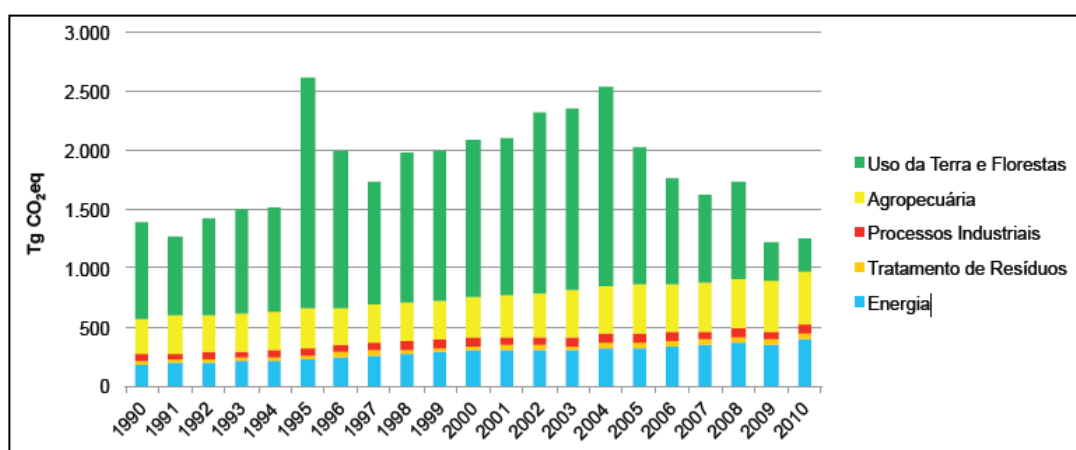


Figura 1 – Emissões brasileiras para o período de 1990 a 2010 em CO₂ eq.
Fonte: MCTI (2013).

Conforme o MCTI, em 2005, a queima de combustíveis fósseis representou mais de 95% das emissões de CO₂ para o setor de energia (MCTI, 2013). Além disso, ao invés de diminuir, as emissões para o setor de energia vêm aumentando com o passar do tempo, o que mostra que esse setor, mais especificamente a emissão de poluentes relacionados à combustão, merece especial atenção.

A partir do exposto pode-se afirmar que o conhecimento sobre o fenômeno da combustão e o desenvolvimento de novas tecnologias de combustão é fundamental não apenas para que o país atinja a meta de emissões, mas também para reduzir sua contribuição para o Aquecimento Global.

Pela análise da distribuição da matriz de transportes do Brasil, Figura 2, percebe-se que a movimentação de cargas é feita principalmente por transporte

rodoviário, fato que evidencia a importância de desenvolver tecnologias que permitam diminuir as emissões de veículos pesados. Por isso, o presente projeto propõe o estudo de uma tecnologia relativamente nova e que apresenta um bom potencial de redução das emissões de gases de efeito estufa: o motor de combustão interna diesel-gás natural.

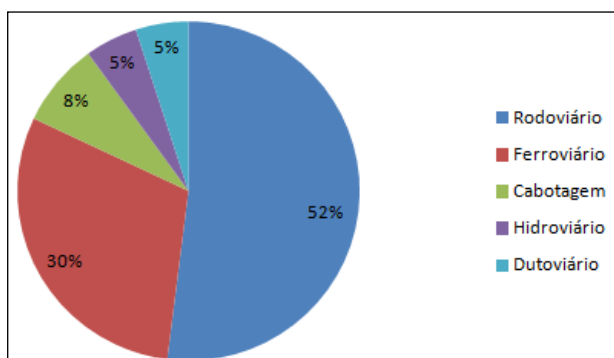


Figura 2 – Distribuição da matriz de transportes de cargas do Brasil.

Fonte: PROCONVE (2013).

De acordo com o *World Energy Outlook* (2013), apesar de ter origem fóssil, o gás natural ganhará importância nos próximos anos devido a sua ampla disponibilidade, custo competitivo e vantagens para o meio ambiente. Por outro lado, a análise do potencial do gás natural de Johnson (2011) também leva em consideração que, devido ao método de transporte entre países ser através de gasodutos, o fornecimento de gás em algumas regiões pode ser afetado por questões políticas.

Por ser constituído principalmente por metano – CH_4 , o gás natural, quando comparado ao diesel, apresenta maior relação hidrogênio/carbono (H/C) e maior energia quando queimado, gerando aproximadamente 22% menos CO_2 (REIF, 2014, p. 665). A maior energia é justificada pelo alto poder calorífico do gás natural. O poder calorífico do diesel é de 42,5 MJ/kg e do gás natural é de 49,2 MJ/kg (GARY *et al.*, 1998, p. 40).

O tipo de motor diesel-gás proposto para este projeto é o de fumigação, que será explicado posteriormente. Trata-se de um motor originalmente diesel, que é adequado de fábrica para operar também com gás natural. As mudanças de série na

programação da unidade de comando diesel fazem com que ele seja otimizado para a queima do gás, diferentemente do que acontece quando se usa kits de conversão após a compra de um veículo a diesel. É possível, também, operar o motor em modo 100% diesel, no caso de indisponibilidade de gás natural. Essa tecnologia é considerada ideal para aplicações em mercados emergentes, como o Brasil.

André *et al.*, (2007) estudaram a viabilidade da conversão de um motor diesel convencional para motor diesel-gás, através do uso de kits de conversão. Entretanto, como comentado anteriormente, nesses casos não ocorre otimização da combustão do gás. Além disso, ao usar o gás natural em substituição ao diesel ocorre uma diminuição da quantidade de ar fornecida ao motor já que no final da admissão o gás natural irá ocupar uma parte do volume que antes era preenchido somente com ar. Isto, por sua vez, provoca uma diminuição na quantidade de combustível que poderia ser queimado, o que leva a uma redução da potência que o motor é capaz de produzir. Mesmo com tal desvantagem, os resultados mostrados por ANDRÉ *et al.* (2007) chamam a atenção para as vantagens obtidas em relação aos índices de poluição do motor, já que as emissões de hidrocarbonetos não-queimados, CO, NO_x, óxidos de enxofre e material particulado foram reduzidas.

A empresa CLEAN AIR POWER (CAP) oferece soluções de motores diesel-gás de fumigação para Estados Unidos da América, Reino Unido e Austrália. Os motores fornecidos pela CAP são controlados por duas unidades de comando eletrônico (ECU – *Electronic Control Unit*) que se comunicam entre si: a original do motor diesel e uma adicional, para a operação diesel-gás. Entretanto, a unidade adicional de comando não interfere no processamento da unidade original (CAP, 2014) e, sendo assim, o motor não é otimizado.

No presente projeto, utilizar-se-á um motor diesel-gás natural de fumigação com duas ECU's, uma para o diesel e outra para o gás natural, que se comunicam uma com a outra. São necessárias alterações no software da ECU original diesel para que o veículo opere em condições ótimas para emissões. Contudo, essas alterações somente são realizadas pela empresa fabricante das unidades de comando, portanto, não serão abordadas nesse projeto. Tratar-se-á apenas da calibração de parâmetros que influenciam as emissões.

1.2 OBJETIVOS

O projeto tem por objetivo avaliar experimentalmente a influência que os principais parâmetros de calibração de motor exercem sobre os níveis de emissões de poluentes em um motor diesel-gás de combustão interna. Com base em tal avaliação será sugerida uma calibração para um motor diesel-gás natural, visando a redução das emissões de gases de efeito estufa.

Para que seja alcançado o objetivo acima é necessário, primeiramente, compreender o princípio da combustão do diesel e do gás natural; entender os mecanismos de formação dos poluentes nos motores de combustão interna e conhecer as metodologias de calibração do motor. Em seguida, será conduzido um estudo experimental em uma bancada dinamométrica com o objetivo de identificar os parâmetros de calibração que influenciam as emissões e otimizar o funcionamento do motor alterando simultaneamente os vários parâmetros de calibração que influenciam este funcionamento.

1.3 JUSTIFICATIVA

Como evidenciado nas considerações anteriormente apresentadas, tanto a questão ambiental referente à emissão de poluentes quanto o estímulo pelo uso de combustíveis alternativos dão importância a este projeto. Se atingidos os objetivos propostos, terá sido obtida uma forma de utilizar a energia no motor escolhido para este estudo que é mais racional, já que ela é mais econômica (devido ao preço inferior do gás natural) e mais limpa (haja vista que as emissões de gases de efeito estufa serão reduzidas). Em longo prazo, vislumbra-se que o projeto pode contribuir para disseminar a tecnologia do motor diesel-gás natural ao evidenciar as vantagens que esta tecnologia pode trazer tanto no aspecto econômico do transporte de cargas e de passageiros no Brasil como na contribuição para a redução do Aquecimento Global.

Trata-se, então, de um projeto inovador que envolve conhecimentos da Engenharia Mecânica na área de Ciências Térmicas – motores de combustão interna – e de Projetos – metodologia de projetos; Engenharia Automotiva –

funcionamento dos componentes do motor; Engenharia Eletrônica – compreensão do software da Unidade de Comando do Motor (ECU).

1.4 CONTEÚDO

Esse projeto inclui a fundamentação teórica necessária para a realização do estudo. No Capítulo 2, são abordados os princípios da combustão do diesel, do gás natural e diesel-gás e da formação de poluentes. No Capítulo 3 são descritas as etapas da calibração de motores. Em seguida, no Capítulo 4, os materiais necessários e métodos empregados serão explicados. No Capítulo 5 apresenta-se um detalhamento dos procedimentos realizados. Os resultados são discutidos no Capítulo 6 e as conclusões do projeto são apresentadas no Capítulo 7.

2 FUNDAMENTOS DA COMBUSTÃO E DA FORMAÇÃO DE POLUENTES

2.1 COMBUSTÃO DO DIESEL

O diesel é um combustível derivado do petróleo composto por uma variedade de hidrocarbonetos. Com temperatura de ignição de cerca de 250°C, o diesel espontaneamente entra em combustão ao ser borrifado na câmara de combustão do motor que contém ar aquecido e a alta pressão. Este comportamento é justificado pelo alto número de cetano do diesel – NC – valor que expressa a tendência do combustível à autoignição. Quanto maior for o NC, maior será a tendência de sofrer autoignição, sendo que o limite superior equivale ao do hidrocarboneto puro cetano, o qual sofre autoignição com facilidade e apresenta NC igual a cem (REIF, 2004, p. 305).

Assim, a combustão no motor diesel é iniciada sem necessidade de uma centelha, bastando para tanto o aquecimento, através da compressão, dos gases que ocupam o interior do cilindro. Daí a denominação de motor de ignição por compressão (PETROBRAS, 2014).

O processo de combustão diesel é bastante complexo, sendo influenciado pelas características do combustível, da câmara de combustão, do sistema de injeção do combustível e das condições de operação do motor. Este processo é um fenômeno não estacionário e ocorre em um escoamento tridimensional e altamente turbulento de um fluido heterogêneo. Nos parágrafos a seguir este processo será explicado de forma simplificada (HEYWOOD, 1988, p. 491).

Nos motores de ignição por compressão, o combustível é injetado na câmara de combustão em um instante próximo ao fim do curso de compressão. Passando em alta velocidade através dos pequenos orifícios do bico injetor, o combustível líquido é pulverizado atingindo a câmara de combustão, onde encontra ar a alta temperatura (acima de 500°C) e a alta pressão. Inicia-se, então, a vaporização do combustível e a mistura dos vapores com o ar. As condições no cilindro favorecem a combustão espontânea de porções da mistura ar-combustível, o

que soma-se ao processo de compressão para aumentar ainda mais a pressão e a temperatura no interior do cilindro. Isto, por sua vez, acelera a combustão da porção ainda não queimada, além de diminuir o tempo de vaporização do combustível que ainda estiver no estado líquido. Assim, todo o combustível injetado passa pelas fases de pulverização, vaporização, formação da mistura ar-combustível e combustão (HEYWOOD, 1988, p. 491).

Diferentemente dos motores de ignição por centelha – a gasolina, etanol e gás natural – nos motores diesel o controle do torque do motor não é feito controlando-se a massa de ar que entra nos cilindros, mas controlando-se a quantidade de combustível injetado no cilindro. Cabe ressaltar, porém, que quando são usadas misturas ar-combustível ricas em combustível ocorre formação excessiva de fuligem. Além disso, não existe no motor diesel preocupação quanto à detonação, haja vista que a injeção começa logo antes da combustão, possibilitando o uso de taxas de compressão muito maiores que nos motores de ciclo Otto, o que resulta em altas eficiências do motor (HEYWOOD, 1988, p. 492).

Devido à sua alta eficiência, as emissões de CO₂ dos motores diesel são inferiores às dos motores a gasolina, conforme pode ser visto na Figura 3. O gráfico desta figura relaciona as emissões de CO₂, em gramas por quilômetro percorrido, com a massa do veículo, em kg, e refere-se a veículos de passeio fabricados em 2013 (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

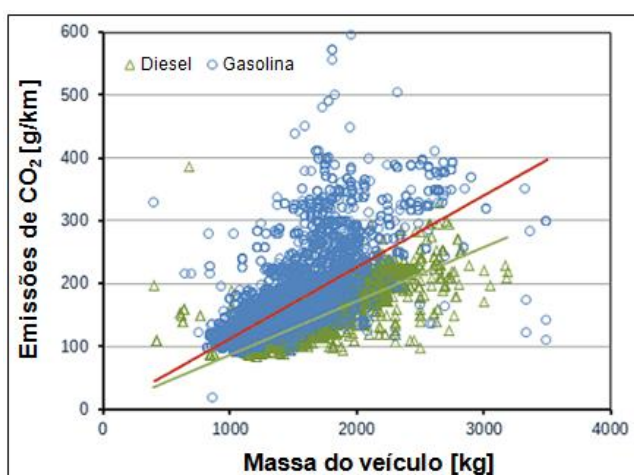


Figura 3 – Emissões de CO₂ de motor diesel e motor a gasolina de carros de passeio fabricados em 2013.

Fonte: Adaptado de JÄÄSKELÄINEN; KHAIR (2013)

Motores a diesel podem ser divididos em duas categorias: motores de injeção direta, nos quais o combustível é injetado diretamente dentro da câmara de combustão; e de injeção indireta, nos quais existe uma pré-câmara para injeção do combustível e esta é conectada com a câmara principal. Injeção indireta é usualmente utilizada em motores de pequeno porte. Esses dois tipos de injeção são mostrados na Figura 4 (HEYWOOD, 1988, p. 493).

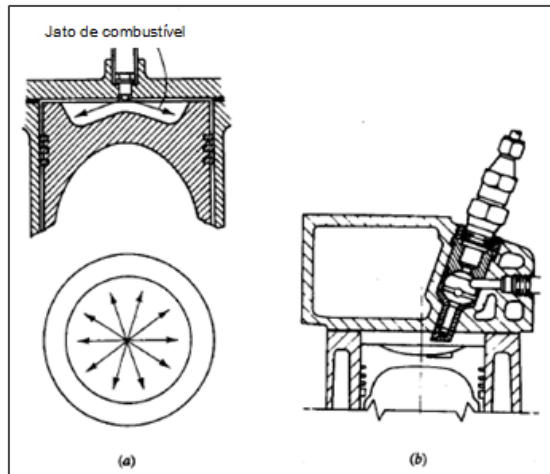


Figura 4 - Injeção de combustível em motores diesel: (a) Direta, (b) Indireta.

Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988).

De acordo com a taxa de liberação de energia durante a combustão e a posição do virabrequim, podem ser identificados quatro estágios da combustão diesel com injeção direta (Figura 5): **(i)** atraso de ignição, que é o intervalo de tempo entre o início da injeção e o início da combustão; **(ii)** combustão pré-misturada, é a fase de queima rápida do combustível que foi injetado durante o período de atraso da ignição; **(iii)** fase da combustão controlada pela formação de mistura, que acontece após a queima pré-misturada, e com pico menor de liberação de calor por depender do desenvolvimento dos processos de pulverização, vaporização, mistura com o ar e queima propriamente dita; **(iv)** fase de combustão tardia, que envolve a queima das últimas porções de combustível, bem como dos produtos da queima incompleta presentes no cilindro. Esta última fase ocorre durante o curso de expansão, quando a temperatura dos gases está diminuindo. Adicionalmente, na Figura 5 estão representados os pontos de Início da Injeção – SOI, do inglês, *Start of Injection* – e de Fim da Injeção – EOI, do inglês, *End of Injection* (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

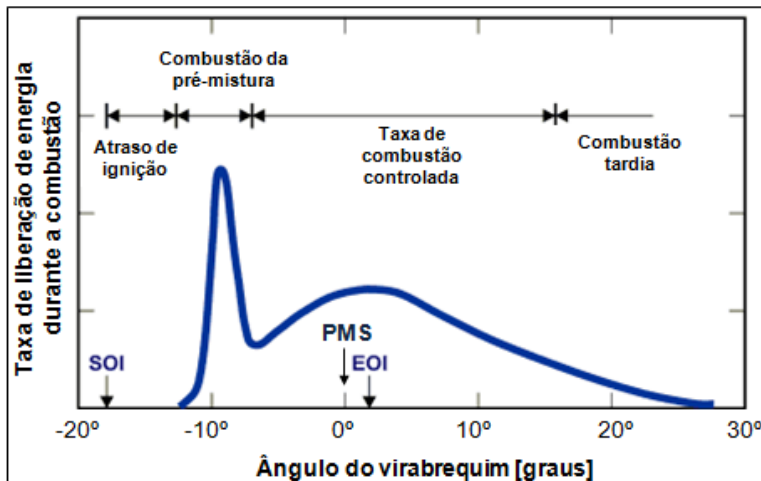


Figura 5 – Diferentes fases de combustão em motores de injeção direta de diesel.

Fonte: Adaptado de JÄÄSKELÄINEN; KHAIR (2013)

Durante a fase (iii) a queima pode ocorrer com diversos teores de mistura combustível – ar. Se a porção de mistura a ser queimada for estequiométrica, as quantidades de combustível e ar serão as adequadas para a queima completa, portanto, serão formados apenas água e CO_2 (considerando o caso de diesel ideal, sem enxofre ou outros elementos além de carbono e hidrogênio). Se a porção de mistura a ser queimada for rica, haverá formação de material particulado. Ou, ainda, se a queima for de uma mistura pobre, a combustão poderá ser completa. Entretanto, caso o teor de mistura for extremamente pobre, poderá ocorrer extinção da chama com a consequente formação de hidrocarbonetos não queimados. A Figura 6 resume a explicação dada (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

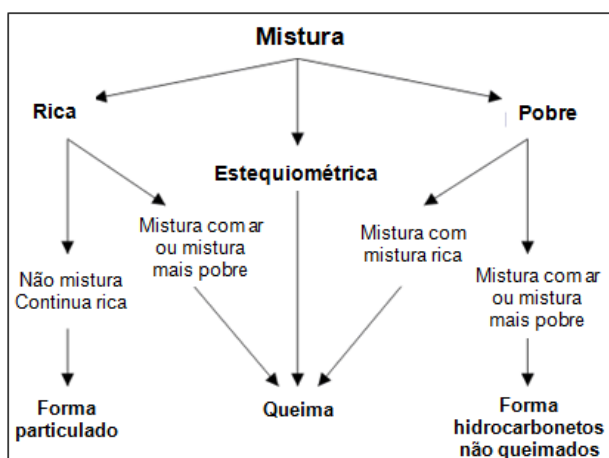


Figura 6 – Tipos de combustão.

Fonte: Adaptado de JÄÄSKELÄINEN; KHAIR (2013)

2.2 COMBUSTÃO DO GÁS NATURAL

O gás natural é um combustível de origem fóssil composto por uma mistura de hidrocarbonetos leves, tais como metano - CH_4 , etano - C_2H_6 - e propano - C_3H_8 , além de outros. A composição do gás natural pode variar de uma fonte para outra, mesmo assim, a título de exemplo e para dar uma ideia do tipo de componentes que podem ser encontrados no gás natural, na Tabela 1 mostra-se a composição média do gás natural que o Brasil importa da Bolívia (COMGAS, 2014).

Tabela 1 – Composição do gás natural na região Centro-Oeste, Sudeste e Sul do Brasil.

ELEMENTO	PERCENTUAL MOLAR
Oxigênio – O_2	0
Nitrogênio – N_2	0,594
Dióxido de Carbono – CO_2	1,616
Metano – CH_4	88,683
Etano – C_2H_6	5,844
Propano – C_3H_8	2,339
Isobutano – C_4H_{10}	0,328
n-butano – C_4H_{10}	0,443
Isopentano – C_5H_{12}	0,076
n-pentano – C_5H_{12}	0,052
Hexano e superiores – C_6H_{12}	0,025

Fonte: COMGAS (2014).

Devido à sua composição e queima uniforme, quando comparado com os outros combustíveis de origem fóssil, tais como o diesel e a gasolina, o gás natural emite menos poluentes, fuligem e particulados. Dessa maneira, o gás natural é considerado um combustível limpo que contribui para a redução do efeito estufa (COMGAS, 2014).

As emissões mais comuns decorrentes da queima do gás natural são CO_2 , NO_x , CO e hidrocarbonetos leves – como CH_4 , em caso de combustão incompleta (MMA, 2014).

Segundo o relatório *World Energy Outlook* (2013), nos próximos vinte e cinco anos a importância do gás natural aumentará globalmente, devido a sua ampla disponibilidade, custo competitivo e vantagens para o meio ambiente.

Atualmente o gás natural é utilizado principalmente em residências, no comércio, na indústria (canalizado), em veículos e para geração de energia (COMGAS, 2014).

Para o caso de aplicações veiculares o gás natural é comumente utilizado na forma comprimida (CNG - gás natural comprimido) e para efeitos práticos considera-se que apenas metano, propano e butano fazem parte da sua composição (REIF, 2014, p. 662).

Diferentemente dos motores diesel, nos quais a combustão decorre da compressão que leva a condições ideais para a autoignição do combustível, como já explicado na seção anterior, o gás natural tem sua ignição iniciada a partir de uma centelha. Nos motores de ignição por centelha a mistura combustível-ar se apresenta em proporções próximas à estequiométrica, podendo ocorrer pequenas variações do teor de mistura. O controle da potência produzida pelo motor de ignição por centelha é feito alterando-se a quantidade de massa de ar que ingressa no cilindro (HEYWOOD, 1988, p. 371). Este tipo de controle da potência é denominado quantitativo, contrastando com o dos motores de ignição por compressão, nos quais o controle da potência é essencialmente qualitativo (altera-se o teor da mistura combustível-ar, podendo ocorrer pequenas variações na quantidade de ar admitido).

Além disso, motores a gás natural que não utilizam sobrealimentação têm redução de sua potência máxima em 10 a 15% devido ao gás natural ocupar parte do volume que o ar iria ocupar. Esse fator pode ser compensado através do uso de compressores ou turbocompressores, já que o gás natural suporta altas pressões sem produzir detonação (REIF, 2014, p. 664).

A maioria dos veículos movidos a gás natural utiliza a tecnologia bicombustível, permitindo a operação com gasolina ou com gás natural. Entretanto, também é possível encontrar no mercado motores monovalentes, nome dado aos motores de combustão interna exclusivamente a gás natural. Além de suportar altas pressões sem produzir detonação – o que é caracterizado pelo seu alto número de octano – o uso do gás natural é vantajoso por ele produzir até 25% menos CO₂ que a gasolina, devido à sua maior relação hidrogênio/carbono (H/C) (REIF, 2014, p. 665).

O processo de combustão do gás natural será explicado a seguir: o ar admitido passa por um medidor de massa e por uma válvula borboleta controlada eletronicamente, a qual é responsável pelo controle da quantidade de ar que entra nos cilindros. O teor de mistura adequado (sempre próximo ao valor estequiométrico) é obtido injetando-se a quantidade de gás natural determinado pela ECU. Na maioria dos motores de ignição por centelha, inclusive para a combustão do gás natural, o combustível é injetado no coletor de admissão de ar, chegando ao cilindro como uma mistura homogênea de ar e combustível. Por já estar no estado gasoso, o gás natural não condensa dentro do coletor de admissão, e rapidamente forma uma mistura homogênea com o ar, o que tem efeitos positivos sobre as emissões (REIF, 2014, p. 664).

A centelha ocorre, geralmente, nos instantes finais do curso de compressão, inflamando inicialmente a mistura que se encontra mais próxima da vela de ignição. Uma chama turbulenta é desenvolvida e propaga-se dentro da câmara de combustão até atingir as paredes, onde se extingue. A pressão no cilindro inicialmente aumenta durante o processo de combustão, atinge um valor máximo logo depois que o pistão passa pelo ponto morto superior e em seguida diminui como resultado da expansão (HEYWOOD, 1988, p. 371).

A propagação da chama depende da composição local da mistura, a qual é caracterizada pelo parâmetro λ - a razão entre o teor de mistura real pelo teor de mistura estequiométrico. Quando o valor de lambda é significativamente maior que a unidade, por exemplo, a velocidade de propagação da chama tende a diminuir, haja vista que a maior quantidade de ar disponível aumenta a distância entre as moléculas de combustível e dificulta a combustão das moléculas mais afastadas. A Figura 7 explicita as regiões dentro do cilindro, conforme a propagação da frente de chama, mostrando as regiões com gases ainda não queimados e aqueles já queimados (HEYWOOD, 1988, p. 372).

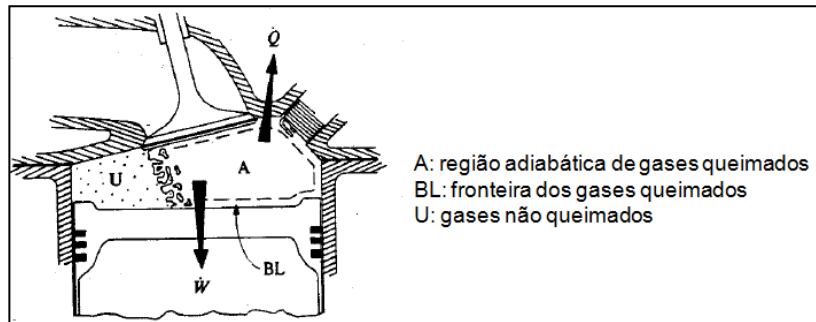


Figura 7 – Regiões da combustão.

Fonte: Adaptado de Heywood (2014 p. 376)

É possível, então, dividir o processo de combustão do gás natural em quatro fases: **(i)** ignição; **(ii)** desenvolvimento primário da chama; **(iii)** propagação da chama; e **(iv)** extinção da chama (HEYWOOD, 1988, p. 372).

2.3 COMBUSTÃO DIESEL-GÁS NATURAL

Conforme Sahoo et al. (2008), os primeiros registros da tecnologia bicomcombustível, ou *dual fuel*, datam de 1930, nos quais hidrogênio era utilizado como combustível secundário em motores a diesel, alcançando uma economia de cerca de 20% de diesel. Porém, devido à complexidade do projeto, esse motor não fora comercializado. Ainda na década de 30, foi vendido pela *National Gas and Oil Company*, empresa britânica, o primeiro motor *dual fuel*, movido a diesel e combustíveis gasosos. Durante a Segunda Guerra Mundial, a tecnologia ganhou atenção na Alemanha, Itália e Inglaterra. Motores a diesel eram convertidos em diesel-gás, constituindo vantagem militar, pois no período havia dificuldades de armazenagem de combustíveis líquidos. Somente após a Segunda Guerra Mundial é que tais motores seriam mais bem estudados por razões econômicas e do meio ambiente.

A partir da segunda metade do século passado, a substituição do diesel por gás natural mostrou-se como uma solução ecológica para a busca por novas fontes de energia tendo em vista que o gás natural é o combustível de origem fóssil com menor impacto ambiental. A reação de combustão desse combustível gera quantidades insignificantes de SO_x e quantidades reduzidas de NO_x , que são gases

causadores da chuva ácida. Além disso, a sua menor emissão de CO₂ é de grande valor em meio às discussões do Efeito Estufa.

Ainda segundo Sahoo et al. (2008), as emissões, eficiência e potência de saída variam com alguns parâmetros, tais como: carga, rotação, taxa de compressão, duração da injeção piloto de diesel, taxa de substituição do diesel por gás natural, lambda, condições do ar na admissão, quantidade de gases de exaustão reciclados (para caso de motores com *EGR*) e composição do gás usado (SAHOO et al., 2008).

Como se sabe, caminhões e ônibus equipados com motores que usam exclusivamente óleo diesel ou exclusivamente gás natural estão amplamente disponíveis no mercado. Diferentemente do motor movido a diesel, o de gás natural normalmente requer uma centelha para iniciar a combustão (quando usado como único combustível).

Segundo o Automotive World (2014), os motores diesel-gás podem ser classificados em quatro grupos: **(i)** de fumigação; **(ii)** com injeção do gás na porta do cilindro (*Port Fuel Injection* - PFI); **(iii)** com injeção direta de gás; e **(iv)** com micro injeção piloto de diesel.

Nos três primeiros grupos o fornecimento de diesel é normalmente feito através de uma pré-injeção seguida de uma injeção principal. A diferença entre esses grupos reside na localização dos pontos de fornecimento de gás natural ao motor. Nos motores de fumigação o gás natural é injetado em um único ponto do coletor de admissão, desde onde o gás escoar para os cilindros juntamente com o ar de admissão. Já os motores diesel-gás PFI e os motores diesel-gás de injeção direta apresentam um ponto de injeção de gás para cada cilindro. No caso dos motores PFI este ponto está localizado na porta de entrada de cada cilindro, enquanto que no caso dos motores de injeção direta o gás é injetado dentro da câmara de combustão. Cumpre ressaltar que a solução de injeção direta exige materiais mais resistentes, pois o injetor de gás necessita suportar a alta pressão da câmara de combustão e, por isso, é uma solução de custo mais elevado (Automotive World, 2014).

Nos motores do grupo **(iv)** a combustão é iniciada com a injeção de uma pequena quantidade de diesel (micro injeção piloto) e sem que haja a injeção principal deste combustível. Nesses motores, normalmente o gás é injetado como no modo PFI (Automotive World, 2014).

Como exposto, há quatro tipos de configurações para motores diesel-gás. Os fenômenos explicados a seguir referem-se aos motores de fumigação, alvo deste projeto.

Nos motores diesel-gás com fumigação é possível aliar as vantagens de cada combustível e reduzir emissões de NO_x , fumaça e material particulado. Além disso, é possível operar o motor apenas com diesel, por exemplo, em casos de indisponibilidade de fornecimento de gás natural na região.

Para Sahoo et al. (2008), o ciclo de combustão de um motor *dual fuel* apresenta características tanto do ciclo diesel quanto do ciclo Otto. Dessa maneira, é feito o controle da massa de ar pela atuação de uma válvula borboleta e, então, uma mistura de ar/combustível no estado gasoso, com alto número de octano, é comprimida no cilindro, sem haver detonação. Assim, em instantes antes do final do estágio de compressão é feita a injeção de diesel que, devido às condições de temperatura e pressão favoráveis, sofre autoignição e causa a ignição da mistura de ar e gás natural presente no cilindro. Portanto, a função desempenhada pelo diesel no motor diesel-gás se assemelha com o papel da centelha no motor Otto.

Para que o desempenho do motor seja ótimo, de acordo com as condições de operação, a quantidade de diesel injetada é variada, ou seja, a taxa de substituição de diesel por gás não é constante. Entretanto, o maior objetivo para esse tipo de motor é manter elevada a taxa de substituição, minimizando a injeção de diesel, tendo em vista as vantagens econômicas (custo inferior ao diesel) e ambientais do uso do gás natural.

O processo de combustão do motor diesel-gás com injeção piloto de diesel pode ser dividido em cinco estágios e é mostrado na Figura 8: **(i)** atraso de ignição após a injeção piloto de diesel – que tende a ser maior com a redução da concentração de oxigênio no cilindro a partir do uso de gás natural –, região entre os pontos AB da figura; **(ii)** combustão devido à injeção piloto (região BC); **(iii)** atraso

após a injeção principal de diesel, causando pequena redução da pressão (região CD); **(iv)** rápida combustão devido à injeção principal de diesel, região na qual a pressão atinge o valor máximo (região DE); e **(v)** difusão da chama, que continua durante o estágio de expansão dos gases no cilindro (região EF). É possível que após a fase **(v)** ainda haja gás natural sem ser queimado por causa da redução da concentração de oxigênio (SAHOO et al., 2008).

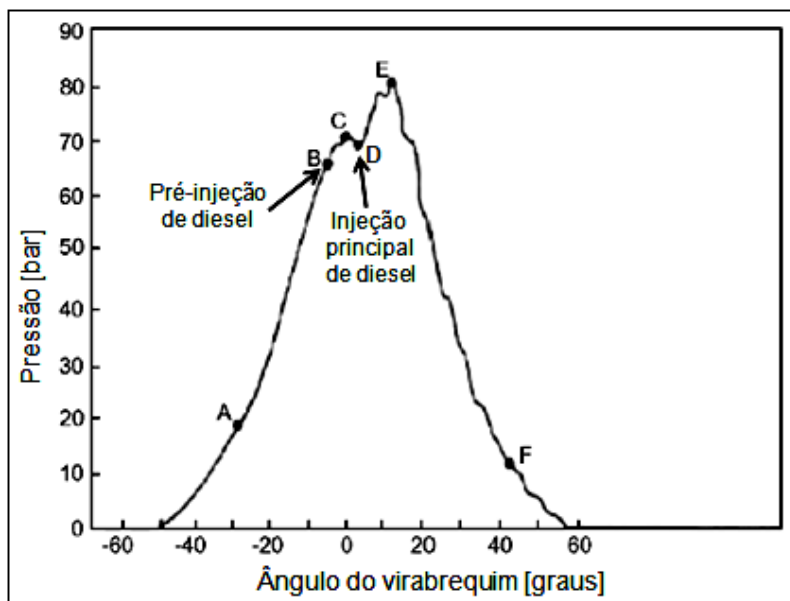


Figura 8 – Fases da combustão de um motor diesel-gás.

Fonte: Adaptado de SAHOO et al. (2008).

2.4 FORMAÇÃO DE POLUENTES

A poluição do ar nos grandes centros urbanos é causada principalmente pelas emissões dos motores de combustão interna, sejam de ignição por centelha ou de ignição por compressão (HEYWOOD, 1988, p. 567).

Para motores de ignição por centelha, as emissões mais comuns são óxidos de nitrogênio (arranjo de átomos de oxigênio e nitrogênio, geralmente representados por: NO_x), monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados ou parcialmente queimados. Já para os motores a diesel, as emissões características são: NO_x (em quantidades semelhantes à dos motores de ignição por centelha); hidrocarbonetos com odor característico e material particulado (que contém carbono

não queimado e hidrocarbonetos). Os motores diesel não emitem quantidades significativas de monóxido de carbono. Ainda nos motores a diesel, principalmente durante o tempo de aquecimento do motor, hidrocarbonetos podem se condensar no sistema de exaustão e formar uma fumaça branca (HEYWOOD, 1988, p. 567-568).

A quantidade de poluentes emitida pode ser diferente da concentração calculada pelo equilíbrio químico, pois as condições de equilíbrio nem sempre são atingidas tanto por causa de características de projeto do motor quanto dos parâmetros de calibração do motor (HEYWOOD, 1988, p. 568).

Nas próximas seções serão descritos os mecanismos pelos quais os poluentes são formados e o princípio de funcionamento dos equipamentos de medição de emissões tipicamente utilizados em uma bancada de ensaios de motores.

2.4.1 Óxidos de Nitrogênio (NO_x)

No NO_x são compreendidas as emissões de óxido nítrico (NO) – predominante em motores de combustão interna – e o dióxido de nitrogênio (NO₂) (MAJEWSKI, 2012). O nitrogênio para a reação pode ser proveniente tanto do ar – formado por 78% N₂, 21% O₂ e 1% de demais gases – quanto do combustível. No diesel, a quantidade de nitrogênio é mais elevada se comparado com o gás natural, mas, ainda assim, não é uma quantidade significativa (HEYWOOD, 1988, p. 572).

O equipamento de medição de NO_x – CLD, ou *Chemi-Luminescence Detector* – é baseado no princípio da quimioluminescência, no qual os fótons emitidos pela reação entre NO_x e ozônio (O₃) são detectados e a tensão de saída do equipamento é convertida em concentração de NO_x (CAMBUSTION, 2014).

2.4.1.1 Óxido Nítrico (NO)

A formação de NO em motores de combustão interna pode acontecer de diferentes maneiras. A maior parte do NO é formado pelo mecanismo térmico a partir de nitrogênio do ar, também chamado de mecanismo estendido de Zeldovich. Ele ocorre durante a combustão em regiões com teor de mistura próximo ao estequiométrico (região ao redor do jato de combustível, para o diesel, por exemplo)

e é acelerado em temperaturas elevadas (acima de 2000K). As equações (1), (2) e (3) descrevem esse mecanismo (HEYWOOD, 1988, p. 572).



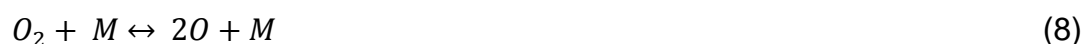
Essas reações são altamente dependentes da temperatura. Dessa forma, durante a expansão, como a temperatura começa a diminuir, a concentração de NO se torna constante (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

Outra maneira de haver formação de NO é via N_2O . Primeiramente, é preciso que ocorra a formação de N_2O , através da reação representada na equação (4), envolvendo oxigênio na forma atômica, nitrogênio e um “terceiro corpo” M (molécula de qualquer composto). Esse “terceiro corpo” é necessário para absorver a energia liberada nas colisões entre O e N_2 , para que não haja a reação de decomposição. (MARTINS; FERREIRA, 2010, p. 4).



A formação de NO a partir do N_2O ocorre quando a pressão no cilindro é maior que 6 MPa e as temperaturas são baixas, nas quais não ocorreria o mecanismo de Zeldovich (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

A seguir, é possível que o N_2O formado reaja e ocorra a formação de N_2 , novamente, pelas equações (5) ou (6); ou ainda, pode ser formado NO, pela equação (7), no caso de misturas pobres. O oxigênio atômico provém da reação (8) (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).



Outras possíveis fontes de óxido nítrico são dadas pelo mecanismo de Fenimore e pelo nitrogênio do combustível. O mecanismo de Fenimore tem pouca

influência nas quantidades de NO_x formadas e acontece a partir da reação de hidrocarbonetos do combustível com o N_2 do ar. Como dito anteriormente, combustíveis como o diesel apresentam teores mais elevados de nitrogênio em sua composição, estes compostos nitrogenados do combustível reagem podendo formar N_2 ou NO . Porém, a formação de NO pelo nitrogênio do combustível ocorre em escala muito menor que pelo mecanismo de Zeldovich (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

2.4.1.2 Dióxido de Nitrogênio (NO_2)

A quantidade relativa de NO_2 (NO_2/NO) presente nos gases de exaustão para motores diesel é significativa e para motores de ignição por centelha pode ser desprezada. O mecanismo de formação de NO_2 pode ser explicado pela reação rápida do NO formado na chama pela reação (9). Caso o NO_2 formado sofra resfriamento até temperaturas abaixo de 1200K, ele estará presente nos gases de exaustão. Para temperaturas superiores, ocorre a formação de NO , pela reação (10). Assim, em baixas cargas, há formação acentuada de NO_2 em motores diesel (HEYWOOD, 1988, p. 577).



2.4.2 Monóxido de Carbono (CO)

Heywood (1988, p. 592) afirma que “as emissões de monóxido de carbono dependem fortemente da relação ar/combustível”.

Em misturas ricas, aumentando-se a quantidade de excesso de combustível, a concentração de CO é fortemente aumentada. No caso de misturas pobres, a variação das emissões de CO é muito pequena ao ser variada a relação ar/combustível (HEYWOOD, 1988, p. 592).

Motores de ignição por centelha funcionam com misturas estequiométricas ou ricas, dependendo da carga, assim é importante controlar as concentrações de CO emitidas. Isso já não é necessário nos motores a diesel, tendo em vista que

estes operam com misturas pobres e as emissões de CO são geralmente baixas, (HEYWOOD, 1988, p. 592).

Monóxido de carbono é um produto intermediário da reação, sendo formado devido a combustão incompleta para condições de falta de oxigênio, temperatura ou tempo. Porém, em condições favoráveis, o CO oxida-se formando CO₂ (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

O equipamento usado para medição de emissões de CO e CO₂ – NDIR, ou *Non-Dispersive Infra-Red* – é baseado no princípio da espectrometria de infravermelho (LINDE, 2014). Como cada gás absorve o infravermelho em uma frequência particular, o equipamento emite os raios na amostra dos gases de exaustão e mede a quantidade absorvida de infravermelho de acordo com o comprimento de onda. No detector, esse valor é transformado em concentração volumétrica de CO e CO₂ na amostra (CAMBUSTION, 2014).

2.4.3 Hidrocarbonetos (HC)

Como comentado nos capítulos anteriores, os combustíveis utilizados nos motores a diesel e nos de ignição por centelha são formados, basicamente, por hidrocarbonetos.

Quando parte do combustível não sofre combustão, ou as moléculas da cadeia do combustível sofrem decomposição, ou, ainda, se recombina formando compostos intermediários, ocorre a emissão de hidrocarbonetos nos gases de exaustão (HEYWOOD, 1988, p. 596).

Em motores de ignição por centelha (mistura ar/combustível homogênea), as emissões de HC aumentam quando a mistura torna-se rica e, também, quando se torna muito pobre (devido à combustão incompleta ou problemas na ignição da mistura). Os possíveis mecanismos de formação de HC são: **(i)** extinção da chama na parede do cilindro, dessa maneira, uma camada de ar/combustível acaba não entrando em combustão; **(ii)** aprisionamento de parte da mistura de ar/combustível nas fendas, por exemplo, dos anéis do pistão, não sofrendo combustão; **(iii)** absorção de vapor de combustível pelo óleo lubrificante durante a admissão e a posterior liberação do mesmo durante a expansão e a exaustão; e **(iv)** combustão

incompleta, dependendo dos parâmetros de calibração do motor (HEYWOOD, 1988, p. 600).

Em motores a diesel, nos quais a mistura ar/combustível não é uniforme, o combustível possui hidrocarbonetos com peso molecular superior aos da gasolina. As moléculas de hidrocarbonetos sofrem decomposição durante a combustão, se tornando hidrocarbonetos menores e algumas não são queimadas. Esse processo é muito mais complexo que para motores de ignição por centelha (HEYWOOD, 1988, p. 620).

O equipamento de medição das emissões de hidrocarbonetos mais utilizado é o FID (*Flame Ionization Detector*). Nele, os íons liberados quando uma amostra de hidrocarbonetos é queimada são detectados por um coletor de metal submetido à alta tensão. A corrente resultante é proporcional à concentração de hidrocarbonetos na amostra. Os resultados são expressos em termos da concentração total de hidrocarbonetos (THC) em partes por milhão de átomos de carbono (CAMBUSTION, 2014). A quantidade de CH_4 presente nos gases de exaustão pode ser medida por aparelhos como o Cutter FID, que através de um catalisador consegue medir em separado o THC e o CH_4 , ou ainda pelo AVL GC, que identifica a quantidade de CH_4 por separação do NMHC (hidrocarbonetos não metano) por cromatografia (AVL, 2014).

2.4.4 Material particulado (MP)

A definição de material particulado é bastante abrangente, incluindo qualquer material presente nos gases de exaustão que pode ser retido em um filtro, após a diluição em ar da amostra. Esse material, quando liberado para a atmosfera, fica em suspensão no ar, como poeira, fumaça e fuligem, e são considerados causadores de problemas respiratórios nos seres humanos (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

Particulados, orgânicos ou inorgânicos, podem ser originados a partir da queima incompleta do combustível ou do óleo lubrificante. Particulados orgânicos podem se apresentar como fumaça preta nos gases de exaustão. A fumaça preta, característica de motores a diesel, é formada pela combustão de misturas muito

ricas. Já os inorgânicos (sulfatos) são provenientes do combustível e, dependendo das condições de operação do motor e dos catalisadores utilizados, podem se combinar com água – na atmosfera, tais compostos podem causar a chuva ácida (HEYWOOD, 1988, p. 626).

A classificação de acordo com o tamanho é dada a seguir: particulados grossos (entre 2,5 μ m e 10 μ m de diâmetro), particulados menores que 10 μ m (entre 10 μ m e 2,5 μ m), partículas finas (entre 2,5 μ m e 0,1 μ m) e partículas ultrafinas (menores que 0,1 μ m). Assim, por exemplo, PM₁₀ é o particulado com menos de 10 μ m de diâmetro e mais que 2,5 μ m (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

As emissões de particulados são favorecidas em condições de início de funcionamento do motor, pois são fortemente influenciadas pela temperatura dos gases de exaustão. Geralmente, os particulados formados no cilindro crescem dentro do sistema de exaustão devido à fase de condensação de vapor (HEYWOOD, 1988, p. 626).

Em motores a diesel, o controle tanto do NO_x quanto dos particulados é complexo. Ao melhorar as emissões de NO_x variando algum dos parâmetros de calibração, como o tempo de injeção, as emissões de particulado são aumentadas, e vice-versa (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

A medição das emissões de particulados pode ser realizada por mais de um equipamento. Através do Medidor de Fumaça (*Smoke Meter*), a amostra passa por um filtro, o particulado é retido no papel, o qual é analisado por um refletômetro, e é determinado o número FSN (*Filter Smoke Number*), em mg/m³, que indica a quantidade de carbono grafítico presente na amostra. A quantidade de fumaça presente nos gases de exaustão é determinada pelo Opacímetro. Nesse equipamento, uma câmara tubular de comprimento conhecido é preenchida pelo gás de exaustão e uma luz de intensidade conhecida é emitida em uma das extremidades. Um detector é instalado na outra extremidade e, através da Lei de Beer-Lambert (baseada na diferença entre a intensidade emitida e a detectada), é calculada a opacidade dos gases. No *Smart Sampler*, a amostra é diluída em ar filtrado e passa por um filtro de massa conhecida. Após isso, o filtro é submetido à pesagem para determinar o peso de particulado aprisionado no filtro (AVL, 2014).

Um resumo dos processos de formação dos poluentes explicados nesse capítulo pode ser visualizado na Figura 9, para motor diesel (nas fases de combustão da pré-mistura e fase de combustão da mistura controlada), e na Figura 10, para motores de ignição por centelha em cada estágio. A Figura 11 demonstra o comportamento das emissões de um motor a gás natural de acordo com o lambda utilizado.

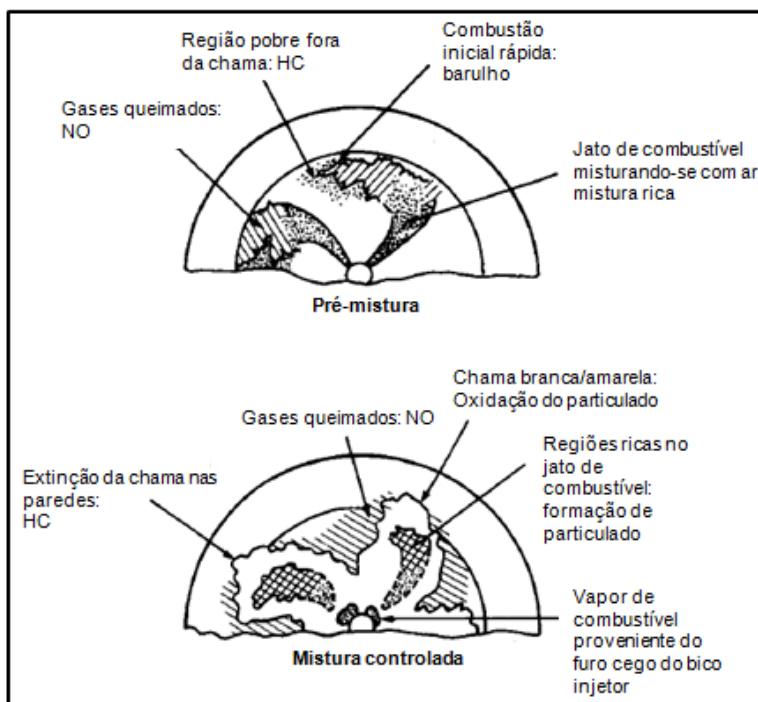


Figura 9 – Resumo da formação de poluentes em um motor diesel durante as fases de pré-mistura e mistura controlada.

Fonte: Adaptado de HEYHOOD (1988, p.572).

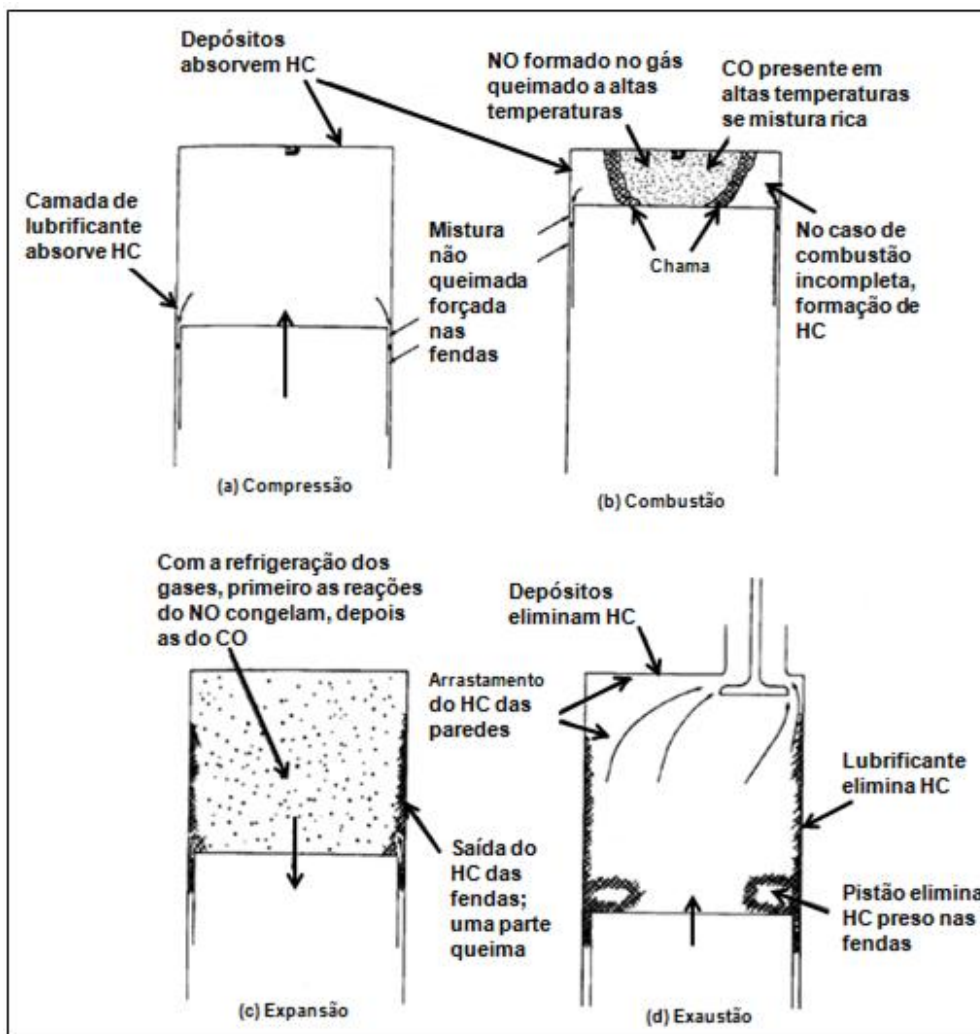


Figura 10 – Resumo da formação de poluentes em um motor de ignição por centelha durante todos os estágios da combustão.

Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988, p. 569).

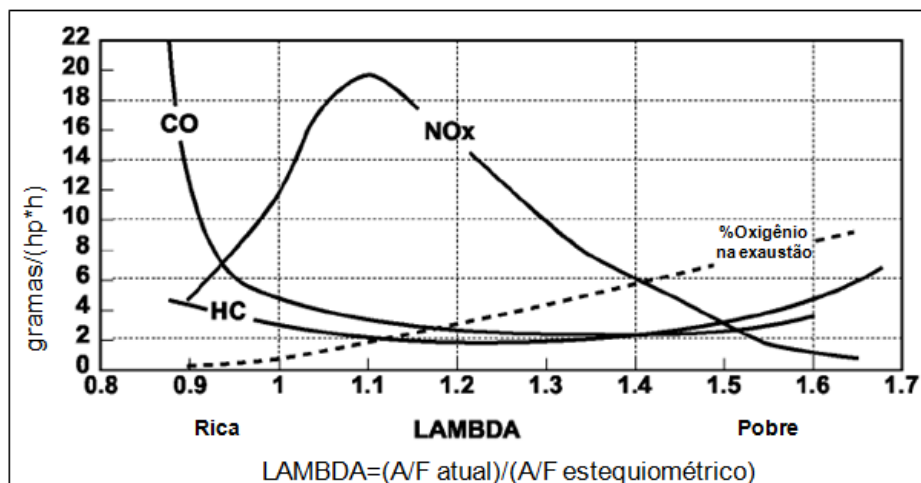


Figura 11 - Comportamento das emissões de um motor a gás natural de acordo com o lambda.

Fonte: Adaptado de CATERPILLAR (2007, p. 8).

Ainda, pode ser feito o pós-tratamento dos gases de exaustão, através de catalisadores, por exemplo, que através de reações químicas reduzem as emissões de NO_x , hidrocarbonetos, dentre outros. Porém, o foco desse projeto é a otimização da calibração de combustão e não os dispositivos de pós-tratamento, portanto, posteriormente, algumas premissas serão assumidas quanto às eficiências de tais dispositivos.

Outra maneira de diminuir as emissões de NO_x em motores diesel é através do uso da EGR. Basicamente, a recirculação de gases de exaustão, EGR, no motor reduz a temperatura no cilindro, fazendo com que a formação de NO_x pelo mecanismo de Zeldovich seja desfavorecida. Para isso, é feito um controle da quantidade de gases queimados que é inserida novamente no cilindro através de uma válvula borboleta. O efeito da EGR na redução do NO_x pode ser ainda mais forte caso haja resfriamento dos gases. Aumentando-se a taxa de EGR, diminuem-se as emissões de NO_x . Porém, como comentado anteriormente, são criadas, assim, situações favoráveis ao aumento das emissões de particulado (JÄÄSKELÄINEN; KHAIR, 2013).

2.5 PARÂMETROS QUE INFLUENCIAM AS EMISSÕES DE POLUENTES

Nas seções anteriores foram comentados os mecanismos de formação dos poluentes nos motores de combustão interna sejam eles de ignição por compressão ou por centelha e mencionou-se que as quantidades emitidas desses poluentes dependem de alguns parâmetros, os quais estão resumidos na Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros que influenciam as emissões de motores de combustão interna.

POLUENTE	PARÂMETROS
Hidrocarbonetos	<ul style="list-style-type: none"> – Lambda – Uso de injeções adicionais de diesel – Pressão de injeção de diesel – Tempo de injeção de diesel – Começo de injeção de diesel – Uniformidade da mistura ar/combustível
Monóxido de carbono	<ul style="list-style-type: none"> – Lambda – Temperatura no cilindro – Tempo da reação
Óxidos de Nitrogênio	<ul style="list-style-type: none"> – Temperatura no cilindro – Pressão no cilindro – Começo de injeção de diesel – EGR
Material Particulado	<ul style="list-style-type: none"> – Lambda – Temperatura dos gases de exaustão – Uniformidade da mistura ar/combustível – Pressão de injeção de diesel – Começo de injeção de diesel – EGR

Fonte: Autoria própria¹.

Vale destacar que para motores diesel-gás, a taxa de substituição de diesel por gás natural influencia diretamente o comportamento de todas as emissões, fazendo com que se assemelhem as emissões do gás conforme se aumenta a quantidade de gás injetada.

¹ Figuras e tabelas sem indicação de fonte são de Autoria Própria.

2.6 LEGISLAÇÃO DE EMISSÕES NO BRASIL

A preocupação com as emissões dos veículos teve início na década de 60 na Califórnia. Por razões de localização geográfica, os poluentes se acumulavam sobre as cidades, não sendo levados pelo vento, ocasionando problemas respiratórios na população. Assim, surgiu a regulamentação da CARB (*California Air Resources Board*), válida para a Califórnia. Posteriormente, a EPA (*Environmental Protection Agency*) foi definida para os Estados Unidos, a EU (*European Union*) para a União Europeia, e, também, legislações para o Japão. Vale resaltar que a CARB detém os limites mais estreitos quanto às emissões (REIF, 2014, p. 532).

A Figura 12 mostra como os limites de emissões de particulados e NO_x se tornaram mais rígidos, no decorrer do tempo, para a legislação válida na União Europeia. Atualmente, estão em vigor os limites previstos no EU VI.

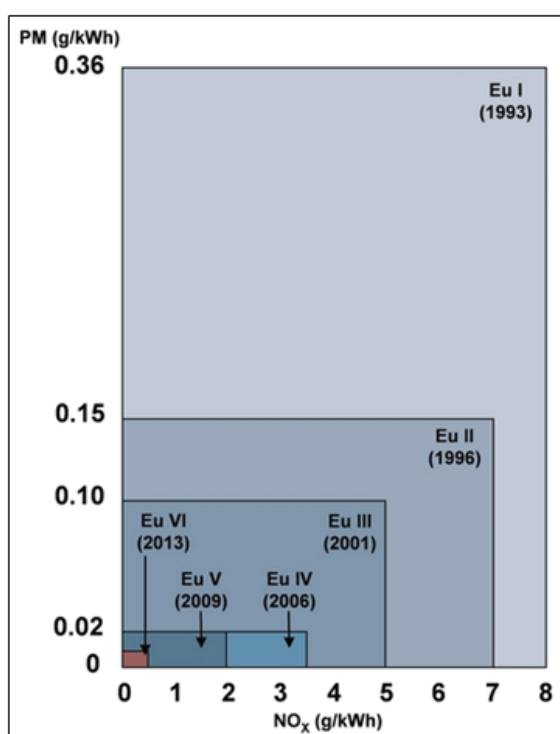


Figura 12 – Evolução da legislação de emissões válida União Europeia.

Fonte: COMMERCIAL MOTOR (2014).

Criados pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) brasileiro, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) e o Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos e Veículos Similares (PROMOT) “estabelecem diretrizes, prazos, e padrões legais de emissão admissíveis para as diferentes categorias de veículos automotores, nacionais e importados” (IBAMA, 2011, p. 15).

Baseado nas legislações válidas na União Europeia, o PROCONVE é o resultado da adequação daquelas à realidade tecnológica brasileira, fixando os limites máximos de emissão de acordo com a categoria do veículo. Dessa forma, as empresas fabricantes de veículos, nacionais ou não, devem se adaptar a tais limites e submeter os veículos a ensaios padronizados para que seus produtos possam ser comercializados no Brasil (IBAMA, 2011, p. 15). Assim sendo, este é o programa que irá reger o presente projeto.

Não apenas as emissões dos veículos novos devem estar dentro dos limites, mas também, ao longo da vida útil, as emissões não devem sofrer grande degradação. Isso é assegurado através de uma análise de engenharia e dos resultados dos ensaios, ou seja, o protótipo é submetido a um processo de homologação e em caso de mudanças de projeto, deve ser feita uma re-homologação (IBAMA, 2011, p. 15).

Existe, também, o Programa de Inspeção e Manutenção que deve ser realizado nos veículos em uso durante o licenciamento anual dos veículos pelos DETRANs. Esse programa visa garantir que os veículos mantenham suas características originais e busca, também, levantar dados da frota em circulação (IBAMA, 2011, p. 16 e 17).

A classificação dos veículos é dada por: **(i)** Veículos Leves de passageiros (automóveis), veículos com massa máxima de 3856kg para transporte de até doze passageiros; **(ii)** veículos leves comerciais (utilitários), massa máxima de 3856kg e capacidade de transporte de mais de 12 passageiros; **(iii)** veículos pesados (ônibus e caminhões), massa máxima superior a 3856kg, projetado para transporte de passageiros e/ou de carga; **(iv)** veículos de duas rodas e assemelhados (motocicletas e ciclomotores); **(v)** máquinas agrícolas (IBAMA, 2011, p. 18 e 20).

Assim, o motor que será analisado nesse projeto é da classe *(iii)* veículos pesados. Portanto, os limites de emissões para essa classe serão alvo do estudo a seguir.

No Brasil, o controle das emissões para veículos pesados iniciou-se em 1993, porém os limites para particulados já haviam sido implantados em 1987, por meio do limite de opacidade dos gases de exaustão. Em 1994, entrou em vigor a Fase P3, em 1998, a Fase P4 e, em 2004, a Fase P-5. A Fase P6 não chegou a vigorar devido à dificuldade enfrentada no período para redução dos teores de enxofre no combustível, necessário para atingir os níveis da fase P6, pois o enxofre causa o mau funcionamento (envenenamento) do catalisador – responsável pela redução de NO_x e hidrocarbonetos. Assim, a Fase P7 (baseada no EU V) iniciou-se em 2012. A Figura 13 ilustra a evolução da frota de veículos diesel, até 2008, por fase da PROCONVE, em milhões de veículos (IBAMA, 2011, p. 19).

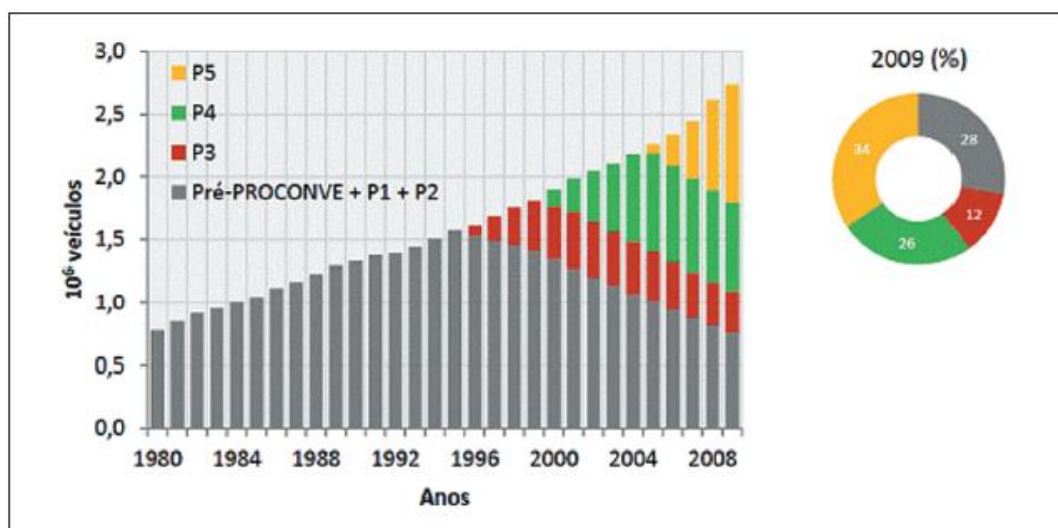


Figura 13 – Evolução da frota brasileira de veículos a diesel por fase da PROCONVE.

Fonte: IBAMA (2011, p. 19)

Os resultados obtidos após a limitação das emissões foram positivos graças ao rigoroso acompanhamento feito pelo IBAMA, INMETRO e CETESB. Com o passar do tempo, as emissões foram cada vez mais restringidas, por exemplo, para veículos pesados, as reduções chegaram a 80%, melhorando o ar das cidades e favorecendo o desenvolvimento tecnológico. Destacam-se as novas tecnologias

desenvolvidas no período de implantação das fases: catalisadores, injeção eletrônica e a melhoria na composição dos combustíveis (IBAMA, 2013, p. 7).

A fase P-7 tem os limites definidos de acordo com a Tabela 3. Existem três tipos de ciclos de testes de motor, o ESC, ELC e ETC, para os quais os níveis de emissões são definidos para o Brasil. No ciclo ESC, Ciclo Europeu de Regime Permanente, o motor é testado em regime constante em treze modos de operação. O ciclo ELC, Ciclo Europeu de Resposta em Carga, é feito em quatro patamares de rotação sequenciais com cargas crescentes, onde é determinada a opacidade das emissões. O Ciclo Europeu em Regime Transiente – ETC – simula as condições reais de uso do motor no modo transiente (IBAMA, 2013, p. 8).

Tabela 3 – Limites de emissões [g/kWh] para veículos pesados da fase P7.

Poluentes	NO_x	THC	CO	CH₄ (2)	MP	NMHC	Opacidade
Ensaio ESC/ELR	2,00	0,46	1,50	-	0,02	-	0,50
Ensaio ETC (1)	2,00	-	4,00	1,10	0,03 (3)	0,55	-

Fonte: CETESB (2014).

Notas:

- (1) Motores a gás são ensaiados somente nesse ciclo.
- (2) Somente motores a gás são submetidos a esse limite.
- (3) Motores a gás não são submetidos a esse limite.

Até o momento, não existe legislação específica para motores diesel-gás. Um dos maiores problemas dessa tecnologia é manter as emissões de CH₄ dentro dos limites acima indicados. Entretanto, motores diesel-gás apresentam grande potencial para reduzir a emissão dos gases de efeito estufa – GEE – quando comparados com motores de veículos pesados movidos apenas a diesel. O comparativo entre as emissões de GEE pode ser feito somando-se as emissões de CO₂ com vinte e uma vezes as emissões de CH₄. O fator multiplicativo se deve ao potencial de aquecimento global (GWP), explicado no capítulo 1. Dessa maneira, o estudo envolvido no projeto em questão busca, também, analisar o real potencial do motor de combustão interna diesel-gás em reduzir as emissões de GEE.

3 FUNDAMENTOS DA CALIBRAÇÃO DE MOTORES

3.1 CALIBRAÇÃO DE MOTORES

Devido ao fato das legislações de emissões poluentes terem se tornado cada vez mais exigentes e, também, pela necessidade de reduzir o consumo de combustível nos veículos automotores, a demanda por motores mais eficientes tem sido intensificada ano após ano. Por isso, foi introduzido o controle dos parâmetros de funcionamento do motor através da Unidade de Comando Eletrônica (ECU, do inglês *Electronic Control Unit*). A calibração de motores é feita para parametrizar a ECU com os valores ótimos para todos os parâmetros. É possível imaginar, então, a complexidade de tal tarefa. Os engenheiros utilizam-se de testes experimentais tanto em veículos como em bancada de dinamômetro, mas também usam de modelagem computacional para a obtenção dos parâmetros ótimos (BERGER, 2012, p. 2).

A Figura 14 ilustra as funções da ECU que devem ser calibradas antes do lançamento de um novo veículo. Existem as funções que são necessariamente calibradas no veículo, são aquelas que se relacionam com dirigibilidade, estabilidade e conforto. Além disso, existem funções que podem ser calibradas em bancada de dinamômetro, chamadas por Berger (2012) de calibração estacionária.

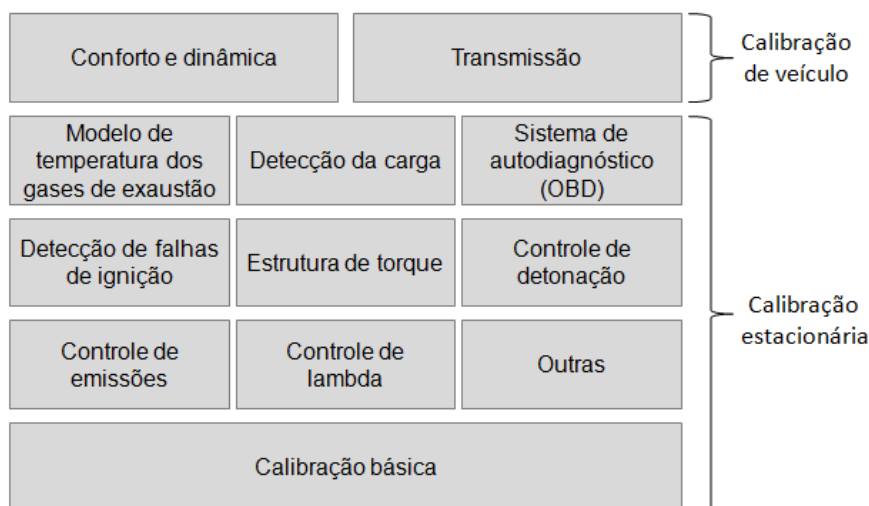


Figura 14 – Funções na ECU.

Fonte: Adaptado de BERGER (2012, p. 2).

O presente trabalho abordará apenas uma parcela da calibração de motores: o controle das emissões para o motor diesel-gás, o qual, como comentado anteriormente, utiliza-se de duas unidades de comando, uma para cada combustível.

É importante salientar que nesse processo uma determinada calibração pode ser ótima para um parâmetro, entretanto pode não ser aplicável devido a restrições físicas, por exemplo: risco de detonação ou alta temperatura nos gases de exaustão (BERGER, 2012, p.3).

Existem abordagens diferenciadas no que se refere à calibração de uma função. Uma delas é a otimização local, ou seja, considera-se um ponto de operação (torque e rotação são definidos e não variam) para a obtenção dos parâmetros ótimos para esse ponto. Existe também, a otimização global, na qual todos os pontos de operação do motor são levados em consideração. É evidente que a otimização local tem resultados muito restritos e que a global é mais adequada para a calibração do funcionamento do motor como um todo, contudo, essa é uma tarefa muito complexa.

A Figura 15 ilustra o procedimento de calibração a partir da região de funcionamento do motor. Destaca-se que cada motor possui uma faixa de operação, ou seja, um conjunto de valores para torque e rotação nos quais o motor pode operar (Figura 15 (a)). Dentro desse domínio são identificadas regiões, como a de plena carga, a de carga parcial e a de marcha lenta.

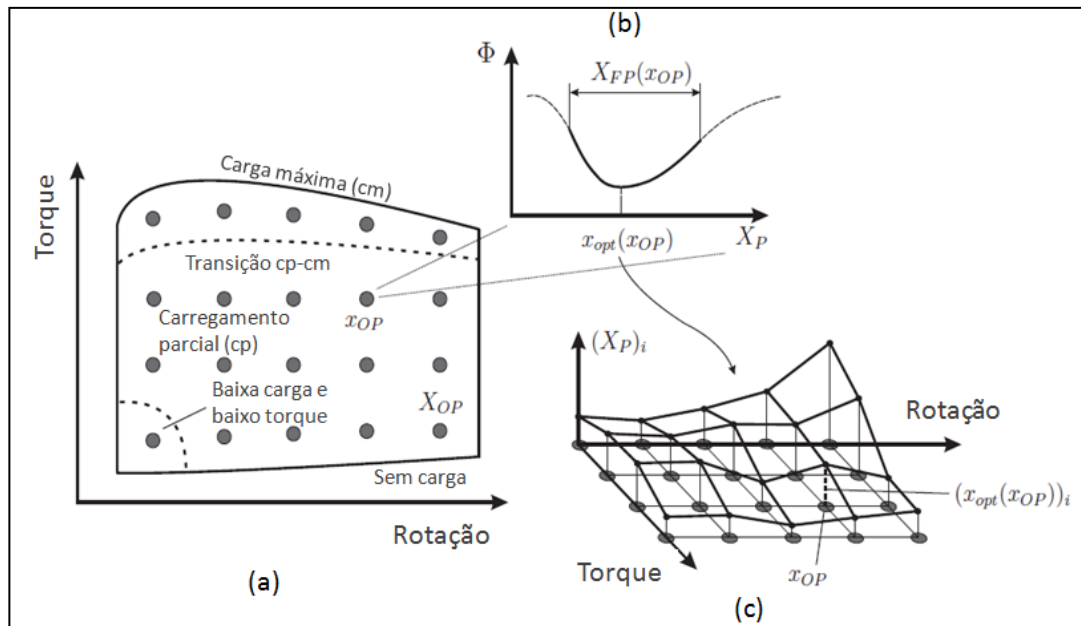


Figura 15 – Demonstração da calibração de uma função.

Fonte: Adaptado de BERGER (2012, p. 4).

A Figura 15 (b) destaca que em cada ponto de operação do motor, os parâmetros de operação (X_p) podem ser alterados dentro de uma faixa (X_{op}), mas que existe um valor para cada parâmetro que permite otimizar o funcionamento do motor para atender o objetivo da calibração (Φ), obtendo, assim, um ponto ótimo (x_{opt}). Dessa maneira, quando se otimizam todos os pontos de operação do motor se obtém um conjunto de valores para cada parâmetro de operação X_p , os quais são armazenados na ECU na forma de um mapa de calibração, em função da rotação e do torque do motor (Figura 15 (c)). Os seguintes são exemplos de parâmetros operacionais do motor: a relação ar-combustível (λ), a taxa de substituição de diesel, a pressão de injeção, etc.

Durante o funcionamento do motor, quando ele se encontra a uma dada rotação e com um torque específico, a ECU irá usar os mapas armazenados nela e, através dos sensores e atuadores do motor, irá fazer com que os parâmetros de entrada assumam os valores definidos durante a calibração. Dessa forma, garante-se que o motor irá operar da maneira esperada.

Conforme Berger (2012, p. 6), as otimizações podem ser feitas baseadas em medições (sem auxílio de modelos) ou baseadas em modelos matemáticos. Otimização baseada em medições é realizada quando dois ou, no máximo, três parâmetros operacionais devem ser otimizados. Entretanto, como o número de

parâmetros operacionais vem crescendo nos últimos anos, esse tipo de solução tem uso muito restrito, sendo comumente aplicada a otimização baseada em modelos matemáticos.

Para esse último tipo de otimização é possível encontrar duas maneiras de realizá-la: on-line e off-line. Na otimização baseada em modelos online, medição, modelagem e otimização ocorrem simultaneamente na bancada de dinamômetro. Já na otimização off-line existe uma separação entre medição na bancada e modelagem no computador, como exemplificado na Figura 16. Esse será o método abordado nesse projeto, sendo que as etapas de Planejamento do Experimento, Modelagem e Otimização serão detalhadas nas próximas seções.

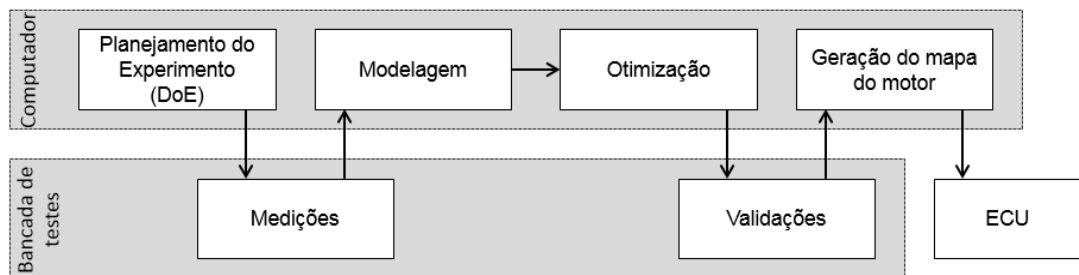


Figura 16 – Otimização baseada em modelos matemáticos e realizada off-line.

Fonte: Adaptado de BERGER (2012, p. 7).

3.6 PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS (*DESIGN OF EXPERIMENTS*)

Como se sabe, o processo tradicional de desenvolvimento de motores otimizados (sem auxílio de modelos) é demorado, principalmente por demandar muitas horas de testes em bancada de dinamômetro. Além disso, tais testes têm custos elevados e requerem a utilização de equipamentos caros. Estas considerações justificam a necessidade de fazer as otimizações dos motores com o auxílio de ferramentas computacionais que permitam reduzir o número de ensaios em laboratório (SEQUENZ, 2012).

Cumprе ressaltar que a definição dos valores ótimos para cada parâmetro não é um processo trivial. Em geral, os valores ótimos dos parâmetros devem permitir atender as exigências das normas de emissões e, ao mesmo tempo, reduzir tanto quanto possível o consumo de combustível.

A calibração de motores a ser desenvolvida nesse trabalho seguirá a metodologia representada na Figura 17 e envolve a criação de um Plano de Experimento, baseado em métodos de distribuição dos pontos; criação de modelos; otimização do sistema modelado e avaliação gráfica (ETAS, 2014, p. 28).

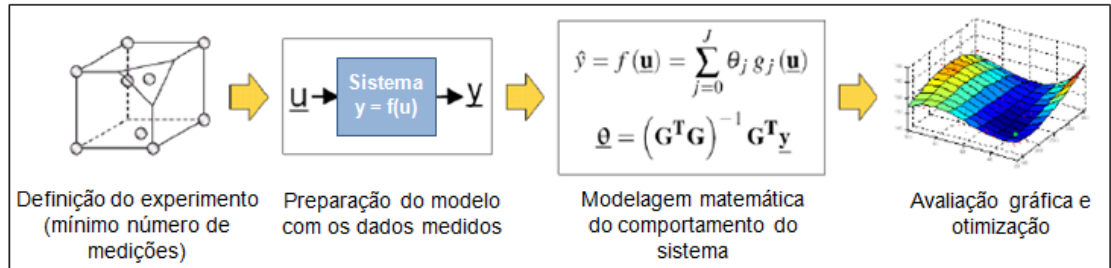


Figura 17 – Fases necessárias para obtenção dos valores ótimos.

Fonte: ETAS (2014, p. 7).

O planejamento de experimentos (ou *Design of Experiments*, ou ainda DoE), primeira etapa da Figura 17, objetiva extrair do sistema em análise o máximo de informação, com um número mínimo de experimentos (BRUNS; SCARMINIO; BARROS, 2001, p. 3). Os programas comumente utilizados na indústria automotiva para este fim são: ASCMO criado pela ETAS, CAMEO criado pela AVL, TOPexpert Suite criado pela FEV e Easy DoE ToolSuite criado pela IAV (SEQUENZ, 2012).

O ASCMO (do inglês, *Advanced Simulation for Calibration, Modeling and Optimization*) é um programa comercializado pela ETAS a partir de 2009, porém desenvolvido pela Robert Bosch GmbH em 2004. Este será o *software* a ser utilizado nesse projeto. Ele é uma ferramenta avançada para a obtenção de um modelo do comportamento das entradas e saídas de sistemas desconhecidos, baseado em medições obtidas usando métodos de *Design of Experiments*. Essa abordagem é interessante quando uma descrição precisa do comportamento do sistema não é possível pelo fato de o mesmo ser muito complexo, tal como um motor de combustão interna (ETAS, 2014, p. 7).

Para iniciar o planejamento do experimento, primeiramente, são definidos os parâmetros que serão variados (entradas) e as respostas de interesse (saídas). A partir disso, será definido o plano do experimento (BRUNS; SCARMINIO; BARROS, 2001, p. 83). Através dos limites máximos e mínimos das variáveis de entrada, o *software* determina, de acordo com um método de distribuição, os pontos que devem

ser medidos, e, assim, se obtém o número de medições em bancada necessárias (ETAS, 2014, p. 33).

Os pontos podem ser distribuídos de acordo com vários métodos e cada *software* pode utilizar um ou outro. No método de grade, os pontos são igualmente distribuídos e o número de medições cresce exponencialmente conforme o número de variáveis de entrada é aumentado. Na distribuição em estrela, apenas um parâmetro é variado por vez, o que reduz número de medições, mas impede analisar o comportamento das saídas de acordo com a variação de mais de um parâmetro ao mesmo tempo (ETAS, 2014, p. 29). Existe também a distribuição Sobol, baseada na sequência criada pelo matemático russo Ilya M. Sobol, a qual é uma sequência quase aleatória que forma partições uniformes no intervalo desejado (DALAL; STEFAN; GIDANSKY, 2008, p. 3).

Na Figura 18, pode ser observada a distribuição dos pontos pelos métodos de (a) grade, (b) estrela e (c) Sobol. O contorno do cubo representa os limites de cada variável e os pontos destacados são os pontos de medição.

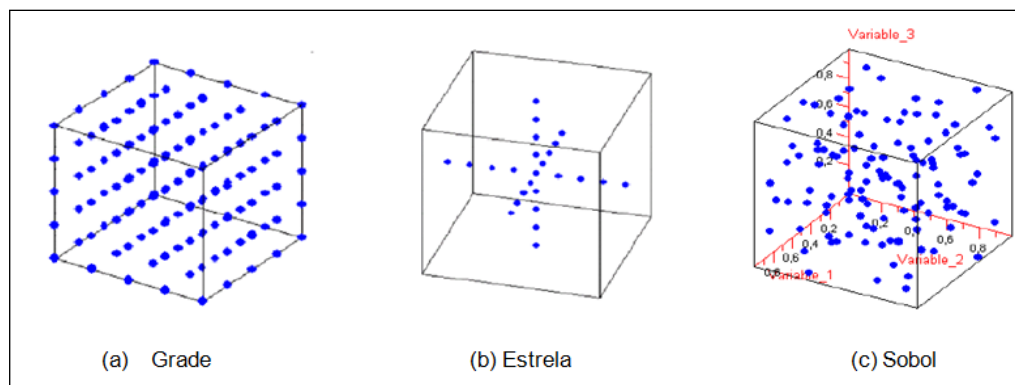


Figura 18 – Métodos de distribuição de pontos de medição.

Fonte: Adaptado de ETAS (2014, p. 29 e 32).

Para reduzir o número de medições necessárias e analisar o comportamento do sistema com a variação de mais de um parâmetro simultaneamente, o método de Sobol é utilizado no programa ASCMO (ETAS, 2014, p. 32).

3.7 MODELAGEM MATEMÁTICA

Como mencionado antes, as medições são realizadas alterando-se as variáveis de entrada – que podem ser: a relação ar-combustível, a taxa de substituição, a taxa de recirculação de gases de exaustão, a pressão de injeção, o instante de início da injeção, dentre outros. Já as variáveis de saída, avaliadas durante as medições, podem ser as emissões, o consumo de combustível, etc. Depois de realizadas as medições em bancada nos pontos definidos pelo DoE, é feita a modelagem matemática do comportamento do sistema. O modelo é obtido fazendo uma regressão dos resultados da medição e é utilizado tanto para avaliar as variáveis de saída (em pontos outros que os da medição) como para otimizar o comportamento do sistema.

O modelo pode ser gerado através da metodologia clássica, da primeira geração, que é baseada em equações polinomiais. Nesse método, o grau do polinômio é variado em busca de uma curva que represente adequadamente os resultados da medição. Este procedimento é representado na Figura 19, onde a variável de entrada encontra-se no eixo das abcissas e a de saída no eixo das ordenadas. Como vantagens pode-se mencionar que esse método é de fácil compreensão e está disponível em várias ferramentas computacionais. Entretanto, esse tipo de modelagem só permite resolver problemas onde o relacionamento das variáveis de entrada é simples (ETAS, 2014, p. 29).

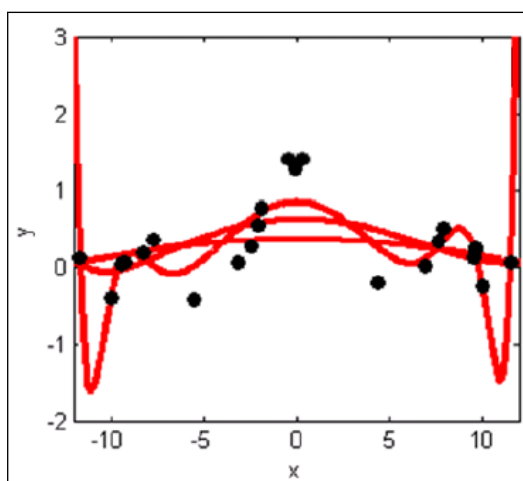


Figura 19 – Modelagem de primeira geração: polinomial.
Fonte: ETAS (2014, p. 37).

O método da segunda geração, utilizado no *software* ASCMO, é baseado no processo gaussiano, no qual várias funções teóricas, além das polinomiais, podem ser avaliadas.

O principal problema associado aos modelos de primeira geração, em geral, e à regressão polinomial em particular, reside na necessidade de escolher à priori as funções de base (no caso da regressão polinomial, isto significa escolher à priori a ordem do polinômio). Entretanto, antes de determinar os coeficientes do polinômio não há como saber quais seriam as funções de base apropriadas. Uma alternativa usada para evitar este problema pode ser encontrada na regressão através de um processo gaussiano, na qual se trabalha com um número infinito de funções de base.

Embora a regressão por processo gaussiano utilize uma abordagem não paramétrica, é necessário considerar inicialmente uma regressão paramétrica para melhor entendimento. A explicação a seguir foi adaptada a partir do trabalho de Berger (2012).

Um modelo linear y pode ser representado pela expressão da equação (11).

$$y(\mathbf{x}, \boldsymbol{\Theta}) = \sum_{j=1}^M \theta_j \phi_j(x) = \boldsymbol{\Theta}^T \boldsymbol{\phi}(x) \quad (11)$$

Nesta equação, \mathbf{x} é o vetor das variáveis de entrada do motor, $\boldsymbol{\Theta}$ é o vetor de parâmetros do modelo e $\phi_j(x)$ são as funções de base. Os parâmetros deste modelo são determinados minimizando-se a função soma regularizada dos erros ao quadrado (RSSE), o que equivale ao método dos mínimos quadrados regularizados descrito na equação (12).

$$RSSE(\boldsymbol{\Theta}_{lin}) = \sum_{n=1}^N (t_n - \boldsymbol{\phi}(\mathbf{x}_n)^T \boldsymbol{\Theta}_{lin})^2 + \lambda \|\boldsymbol{\Theta}_{lin}\|^2 \quad (12)$$

Nesta equação t_n representa os valores experimentais medidos na bancada e o parâmetro λ é usado para controlar a complexidade do modelo (quando a flexibilidade do modelo aumenta, λ diminui).

Após a determinação dos parâmetros do modelo, este resulta na equação (13).

$$y(\mathbf{x}) = \phi(\mathbf{x})^T (\lambda \mathbf{I}_M + \Phi^T \Phi)^{-1} \Phi^T \mathbf{t} \quad (13)$$

Rearranjando esta expressão, obtém-se a equação (14).

$$y(\mathbf{x}) = \phi(\mathbf{x})^T \Phi^T (\lambda \mathbf{I}_N + \Phi \Phi^T)^{-1} \mathbf{t} \quad (14)$$

Define-se agora a função kernel $k(\mathbf{x}, \mathbf{x}')$ e a matriz de Gram \mathbf{K} , de acordo com as equações (15) e (16).

$$k(\mathbf{x}, \mathbf{x}') := \phi(\mathbf{x})^T \phi(\mathbf{x}') \quad (15)$$

$$\mathbf{K} := \Phi \Phi^T \quad (16)$$

Usando estas definições, pode-se expressar o modelo em termos da função kernel e da matriz de Gram da forma da equação (17), sendo que o vetor $\mathbf{k}(\mathbf{x})$ é definido com os elementos $k_n = k(\mathbf{x}, \mathbf{x}_n)$.

$$y(\mathbf{x}) = \mathbf{k}(\mathbf{x})^T (\mathbf{K} + \lambda \mathbf{I}_N)^{-1} \mathbf{t} \quad (17)$$

A equação (17) mostra que a solução do problema de mínimos quadrados regularizados pode ser expressa em termos da função kernel e da matriz de Gram. Com isso, torna-se possível trabalhar diretamente com essas variáveis, sem a necessidade de lidar com as funções de base. Além disso, é possível escolher funções kernel que sejam definidas com um vetor $\phi(\mathbf{x})$ que contenha um grande número de funções de base (mesmo um número infinito). Esta abordagem é chamada na literatura “truque da função kernel”.

A Figura 20 ilustra o processo de criação de um modelo usando o *software* ASCMO. O objetivo é encontrar uma curva contínua que aproxime bem o conjunto de pontos experimentais, escolhendo-a a partir de uma grande quantidade de funções possíveis. Uma vez construído o modelo, ele pode ser usado para gerar outros pontos, substituindo as medições em bancada.

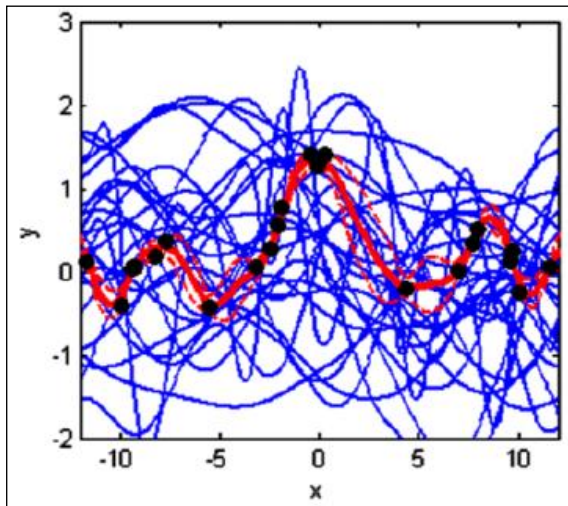


Figura 20 – Modelagem de segunda geração: processo gaussiano.
Fonte: ETAS (2014, p. 38).

Embora a Figura 20 corresponda ao caso de uma única variável de entrada, as ferramentas computacionais usadas na calibração de motores permitem gerar modelos aplicáveis a situações com várias variáveis de entrada. Como desvantagem, pode-se mencionar que os procedimentos realizados internamente neste tipo de software (e particularmente no caso do ASCMO) são pouco ilustrativos quanto aos cálculos envolvidos (ETAS, 2014, p. 28).

3.8 OTIMIZAÇÃO

Após a modelagem matemática, realiza-se uma análise gráfica do comportamento dos parâmetros de saída em função da variação das variáveis de entrada, buscando identificar as condições ótimas de operação. Obviamente, estas condições ótimas de operação devem ser definidas de acordo com o objetivo previamente escolhido. Dessa maneira, para um mesmo ponto de operação, várias opções de calibração podem ser geradas dependendo do objetivo escolhido. Entretanto, apenas uma calibração poderá ser armazenada na ECU, ou seja, as demais serão descartadas.

Como exemplo de objetivos que podem ser adotados na calibração de motores, pode-se citar a necessidade das empresas de transporte de cargas de reduzir o consumo de combustível do veículo, ou a necessidade de atingir os níveis

de emissões estipulados pela legislação ou, ainda, ambos podem ser considerados simultaneamente na geração de uma calibração otimizada (otimização multiobjetivo).

Alguns gráficos obtidos durante a calibração realizada usando o software ASCMO podem ser encontrados no Anexo A. É importante ressaltar que esses gráficos permitem analisar a variação das saídas (eixo y) a partir de variação das entradas (eixo x). As linhas pretas representam o modelo, enquanto as linhas vermelhas delimitam o intervalo de 95% de confiança do modelo. Ou seja, quanto menor a distância entre as linhas vermelhas, maior a acurácia do modelo. (ETAS, 2014, p. 52). Através da análise desses gráficos é feita a identificação das condições ótimas de operação do motor à luz do objetivo escolhido.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 DESCRIÇÃO DOS MATERIAIS

Para o projeto proposto, foi utilizado um motor originalmente a diesel adaptado para operar também com gás natural. Esse motor tem seis cilindros, quatro válvulas por cilindro, volume de 9,7 litros, potência máxima de 257 kW (a 1900 rpm) e torque máximo de 1500 Nm (entre 1300 rpm e 1400 rpm). A pressão máxima nos cilindros é de 175 bar e a temperatura máxima admissível na exaustão é de 700°C. O sistema utilizado para a injeção de diesel é o *Common Rail* com pressão máxima de 1800 bar. O sistema de admissão de ar, controlado pela ECU do diesel, inclui um turbocompressor, um *intercooler*, um sistema de recirculação de gases EGR que usa resfriamento por água, uma sonda lambda e uma válvula borboleta que controla a massa de ar a ser admitida no cilindro. O sistema do gás natural, controlado pela ECU do gás, inclui um sistema de injeção na porta do cilindro.

Em modo diesel, esse motor opera com EGR atendendo à legislação Euro V. Para Saravanan et. al. (2007, p. 426 e 427), apesar da redução de NOx, as emissões de hidrocarbonetos e de material particulado são aumentadas quando utiliza-se EGR. Por isso, a empresa que fabrica esse motor (e que contratou o serviço de calibração aqui apresentado) não deseja que seja utilizado EGR no modo diesel-gás, mas apenas quando o motor opera somente com diesel. Assim, o presente projeto não abordará as influências da recirculação de gases de escape nas emissões do motor diesel-gás.

A Figura 21 mostra esquematicamente a configuração de montagem do motor no veículo. Nela, as linhas em verde são relacionadas ao gás natural, que é armazenado em cilindros a 300 bar e passa por uma válvula reguladora de pressão, que reduz a pressão do gás para 7 bar. As linhas amarelas representam o sistema diesel de baixa pressão (do tanque à bomba), já as vermelhas, o diesel a alta pressão (após a bomba, passando pelo *rail* e chegando até o injetor). Em linhas tracejadas estão representados os sistemas de controle (ECU's do diesel e do gás natural) e o motor propriamente dito.

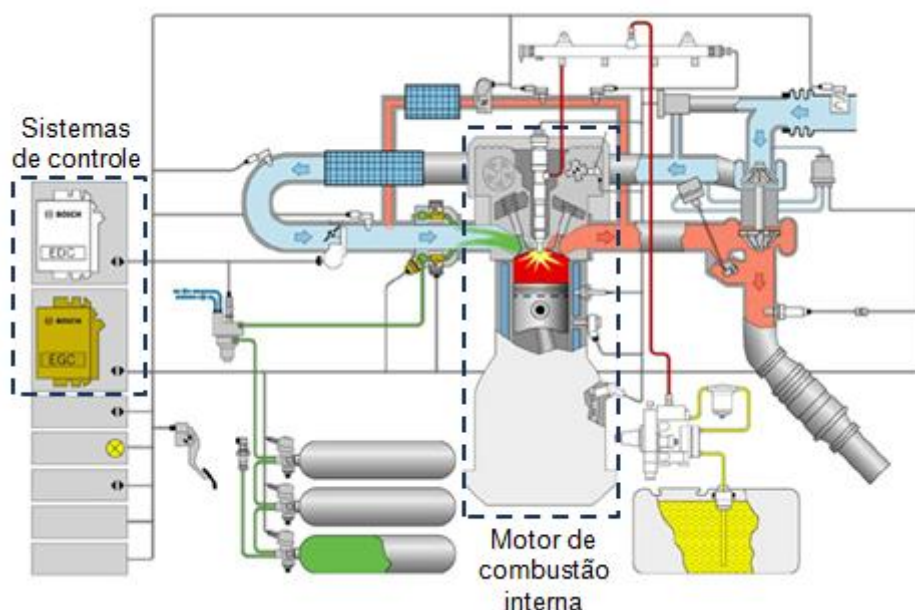


Figura 21 – Desenho esquemático do motor diesel-gás.
Fonte: MOTOR A PLENO (2014).

O gás natural utilizado nos ensaios é composto por 89% de metano (na base volumétrica) e tem poder calorífico inferior (PCI) de 44,8 MJ/kg. O diesel, por sua vez, tem PCI de 42,5 MJ/kg. Tais valores refletem a influência da composição sobre o poder calorífico real dos combustíveis comercializados, os quais diferem da literatura apresentada no Capítulo 1.

O dinamômetro utilizado é o AVL Dyno Exact APA 404/EU, cuja potência máxima é de 440 kW e torque máximo de 1867 Nm, que permite ensaios tanto em regime permanente como em regime transitório (AVL, 2014).

A bancada de testes é equipada com os softwares PUMA, INCA e IndiCom. O primeiro, criado pela AVL, permite o controle do dinamômetro e a visualização instantânea dos resultados das medições. O INCA é um *software* desenvolvido pela ETAS, que possibilita acesso às funções das unidades de comando e, através dele, são feitas as alterações das variáveis de entrada, necessárias para cada experimento. Por último, o IndiCom, criado pela AVL, é um programa que permite o visualizar em tempo real a pressão instantânea no interior da câmara de combustão (medida com o auxílio de um sensor piezo-elétrico), em função do ângulo de giro do virabrequim.

Para a medição das emissões foram empregados os seguintes equipamentos: AVL AMA i60, que é um equipamento modular e inclui o AVL *Cutter FID i60* (para medir THC e CH₄), o AVL IRD i60 (para medir CO e CO₂), o AVL CLD i60 (para medir NO_x), o AVL *Smoke Meter*, o AVL *Opacimeter*, e o AVL *Smart Sampler*.

Os dados obtidos pelos ensaios na bancada, chamados de dados crus, são as emissões (NO_x, THC, CO, CO₂, CH₄ e particulado); as temperaturas e as pressões na admissão, dentro do cilindro e na exaustão; o fluxo de ar entrando no cilindro; e as quantidades de combustível injetadas, medidas através da balança de diesel e do medidor de vazão de gás natural. As emissões (lidas em ppm), são convertidas no software PUMA para g/kWh.

Em adição aos softwares que equipam a bancada de ensaios, utilizou-se também o programa ASCMO 4.4 para a calibração off-line baseada nos dados obtidos na bancada de testes.

4.2 DESCRIÇÃO DA METODOLOGIA

Nesse trabalho buscou-se obter uma calibração focada nas emissões do motor diesel-gás. Para tanto, o plano de experimentos foi definido e utilizado para tornar as medições em dinamômetro mais objetivas, diminuindo tanto o tempo de uso da bancada dinamométrica como o tempo da calibração off-line (etapas de modelamento e de otimização). Esta calibração off-line foi realizada com o auxílio do software ASCMO, que, conforme já mencionado, utiliza regressão baseada no processo gaussiano.

A partir do modelo, uma análise da influência dos parâmetros de entrada sobre as emissões foi conduzida. E, por fim, com a calibração obtida, foram realizadas comparações das emissões e consumo de combustível entre o mesmo motor operando em modo diesel-gás e em modo diesel.

Uma descrição detalhada de cada etapa do procedimento empregado nesse projeto será dada no capítulo seguinte.

4.3 JUSTIFICATIVA DA METODOLOGIA

Como já explicado, o uso do programa ASCMO na otimização dos parâmetros que influenciam a combustão visa diminuir o tempo de análise dos dados e a complexidade desse processo, pois, uma otimização e análise manual requerem longo tempo de calibração do motor (SEQUENZ, 2012, p. 3).

5 DETALHAMENTO DOS PROCEDIMENTOS REALIZADOS

5.1 A ESCOLHA DO PONTO DE OPERAÇÃO A SER ANALISADO

A Figura 22 retrata a curva característica do motor analisado no presente projeto, operando em modo bicombustível. Ela foi obtida, anteriormente, no dinamômetro variando-se a rotação e medindo-se o torque máximo possível. Nessa curva, comumente chamada de mapa do motor, mostra-se em destaque os pontos de operação que são avaliados durante o ensaio de emissões estipulado pela legislação (ciclo ESC, conforme seção 2.6).

Foi considerado, então, um ponto de operação do motor para o estudo proposto nesse projeto, portanto será abordada aqui uma otimização local. O ponto escolhido foi aquele destacado com o quadrado vermelho na Figura 22, o qual apresenta rotação de 1670 rpm e torque de 990 Nm. Na nomenclatura usada na definição do ciclo ESC, este ponto é chamado de Modo 4, ou B75. Cumpre ressaltar que este é o ponto central da região de funcionamento do motor em modo diesel-gás, já que por determinação do fabricante, o motor não irá operar em modo bicombustível quando o torque estiver abaixo de 500 Nm.

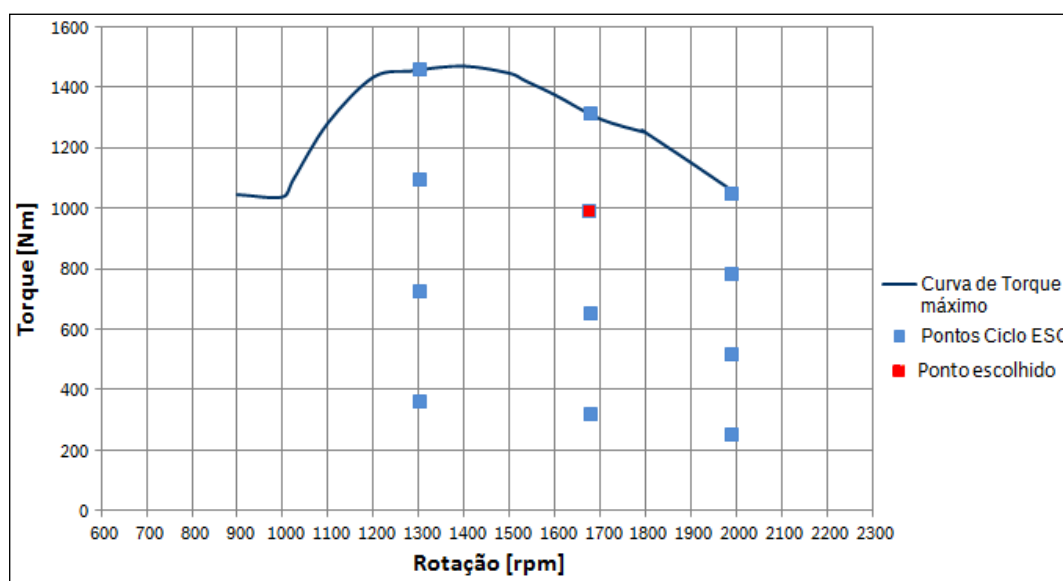


Figura 22 – Curva característica do motor: torque máximo.

5.2 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS E VARIÁVEIS A SEREM CONSIDERADOS NO MODELO

5.2.1 Variáveis de entrada

Escolhido o ponto de operação a ser estudado, foi preciso definir quais parâmetros de entrada seriam analisados. De acordo com Bruns, Scarminio e Barros (2001, p. 86), um aumento no número de variáveis controladas pelo experimentador gera um aumento exponencial no número de ensaios a serem realizados e acrescenta dificuldade na compreensão do problema. Levando isto em consideração, decidiu-se reduzir o número de variáveis de entrada tanto quanto possível. Entretanto, considerando os fenômenos físicos envolvidos no funcionamento do motor, logo ficou claro que as seguintes variáveis de entrada não poderiam ser desconsideradas: a taxa de substituição de diesel por gás (SR), a relação ar-combustível (λ) e o ângulo de início da injeção.

A taxa de substituição de diesel por gás, tinha que fazer parte dos parâmetros de entrada pois ela é o fator mais importante para os motores diesel-gás no que diz respeito a vantagens econômicas. Como o gás natural tem custo inferior ao diesel, maiores taxas de substituição tendem a diminuir os custos com combustível do veículo, dessa forma, a taxa de substituição (SR, do inglês, *substitution rate*) é um fator importante para o cliente. Nesse trabalho o cálculo da taxa de substituição se dará de acordo com a equação (18), a qual expressa a fração da energia total fornecida com o combustível que corresponde ao gás natural:

$$SR = \frac{\dot{m}_{gas} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot PCI_{gas} \left[\frac{J}{kg} \right]}{\dot{m}_{diesel} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot PCI_{diesel} \left[\frac{J}{kg} \right] + \dot{m}_{gas} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot PCI_{gas} \left[\frac{J}{kg} \right]} \quad (18)$$

O λ , por sua vez, caracteriza a relação entre combustível e ar usada na combustão e a sua variação tem grande influência nas emissões dos motores, conforme explicado nas seções 2.2 e 2.5. Finalmente, o começo de injeção (ou SOI, do inglês, *Start of Injection*) influencia fortemente as emissões de óxidos de nitrogênio e de material particulado, conforme comentado na seção 2.5. Neste estudo, o começo de injeção foi identificado pelo ângulo de giro do virabrequim

(medido a partir do ponto morto superior - PMS) que corresponde a este evento. Por questões de padronização, valores positivos para este ângulo representam injeções antes do PMS e são identificados com a anotação aPMS (antes do PMS), já valores negativos representam injeções posteriores ao PMS, e são chamadas de ponto atrasado.

A pressão de injeção (medida no acumulador de diesel *Common Rail*) foi fixada em 1600 bar, pois esse é o valor utilizado no motor a diesel original. A exclusão da taxa de EGR da lista de variáveis de entrada foi feita por solicitação do fabricante do motor, que decidiu não usar recirculação de gases nesta condição de funcionamento.

5.2.2 Variáveis de saída

As saídas que foram consideradas para a criação do modelo matemático no software foram: as emissões legisladas para o ciclo ESC de acordo com a PROCONVE P7 da Tabela 3, isto é, NOx, hidrocarbonetos totais, monóxido de carbono e material particulado.

Calculou-se o consumo de combustível para efeitos de comparação com o mesmo motor funcionando no mesmo ponto de operação e utilizando apenas diesel como combustível. Destaca-se que neste estudo o consumo de combustível foi caracterizado pelo *brake specific fuel consumption*, que é a maneira comumente usada na literatura para expressar o consumo de múltiplos combustíveis (PAPAGIANNAKIS; HOUNTALAS, 2004, p. 11). A equação (19) mostra a forma de calcular este parâmetro para o caso de um motor diesel-gás. Cumpre ressaltar que o valor obtido (nas unidades g/kWh) corresponde à massa equivalente de diesel que seria necessária para produzir o trabalho efetivo que o motor está produzindo.

$$\text{Consumo} \left[\frac{g}{kWh} \right] = \frac{q_{diesel} \left[\frac{mg}{hub} \right] \cdot n[rpm] \cdot 360 + q_{gas} \left[\frac{kg}{h} \right] \cdot 10^3 \cdot \frac{PCI_{gas}}{PCI_{diesel}}}{2 \cdot 10^3} \cdot P[kW] \quad (19)$$

Adicionalmente, as emissões de metano foram consideradas como saídas do modelo, adotando-se os limites de CH_4 para o ciclo ETC, já que, até o momento, não existem legislações específicas para motores diesel-gás no Brasil.

Além disso, foram medidas as emissões de CO_2 , a partir das quais foram calculadas as emissões de gases de efeito estufa – equação (20) –, em acordo com o Potencial de Aquecimento Global (apresentado no Capítulo 1), para comparativo entre GEE em modo diesel e diesel-gás.

$$GEE = CO_2 + 21CH_4 \quad (20)$$

5.3 DOMÍNIO DE VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS

Com o motor na bancada do dinamômetro, os testes iniciaram com a determinação, para a rotação e torque escolhidos (1670 rpm e 990 Nm), os valores para lambda, começo de injeção e taxa de substituição que levavam a condições estáveis para esse motor, ou seja, pressão no cilindro cerca de 120 bar e temperatura na exaustão de aproximadamente 500°C. Para isso, foi requerido um acompanhamento e análise qualitativa dos gráficos que o Indicom fornecia instantaneamente, de acordo com a variação dos parâmetros de entrada. Os valores encontrados para as variáveis de entrada para a condição de estabilidade foram: lambda de 1,5; começo de injeção 2° antes do ponto morto superior; e taxa de substituição igual a 50%.

A partir da condição de estabilidade determinada, foram feitas variações nos três parâmetros até obter-se os máximos e mínimos para cada parâmetro. Para tanto, considerou-se os limites de temperatura de exaustão e pressão no cilindro como critérios de segurança do motor. Assim, determinou-se o domínio de variação de cada parâmetro de entrada, de acordo com a Tabela 4.

Tabela 4 – Limites mínimos e máximos para os parâmetros de entrada.

	TAXA DE SUBSTITUIÇÃO (SR)	LAMBDA (LB)	COMEÇO DE INJEÇÃO (SOI)
1	Mínimo: 50%	Mínimo: 1,3	Mínimo: 2° aPMS
2	Mínimo: 50%	Mínimo: 1,3	Máximo: 8° aPMS
3	Mínimo: 50%	Máximo: 1,7	Mínimo: 0° (PMS)
4	Mínimo: 50%	Máximo: 1,7	Máximo: 8° aPMS
5	Máximo: 80%	Mínimo: 1,2	Mínimo: 1° aPMS
6	Máximo: 80%	Mínimo: 1,2	Máximo: 7° aPMS
7	Máximo: 80%	Máximo: 1,7	Mínimo: 0° (PMS)
8	Máximo: 80%	Máximo: 1,7	Máximo: 8° aPMS

Como primeira análise, observou-se a possibilidade de atingir valores de lambda menores quando se utilizou o limite máximo da substituição (80%). Uma análise semelhante é possível quanto ao começo de injeção, ao utilizar o máximo lambda, foi possível alcançar menores valores para o SOI. Adicionalmente, notou-se que lambda menor que 1,15 causa a elevação da pressão no interior da câmara de combustão e risco para o motor quanto à possibilidade de detonação.

5.4 DEFINIÇÃO DO PLANO DE EXPERIMENTO E MEDIÇÕES

Como descrito na seção 3.2, os limites medidos e gravados na Tabela 4 foram fornecidos ao programa ASCMO. Este, através da distribuição Sobol, forneceu as condições em que deveriam ser feitas as medições no dinamômetro. Para uma complexidade média esperada para o problema, o programa sugeriu 30 medições com as combinações das variáveis de entrada de acordo com a Figura 23. Por segurança foram considerados 40 pontos. Os pontos maiores na Figura 23 são os listados na Tabela 4. Além disso, a cada dez medições, uma medição com a configuração do ponto de estabilidade foi planejada, totalizando cinco medições para esse ponto. Esses dados foram utilizados para uma avaliação da repetitividade da resposta do motor na mesma condição de funcionamento. Todos os pontos que fizeram parte do Plano de Experimento estão detalhados na Tabela 5.

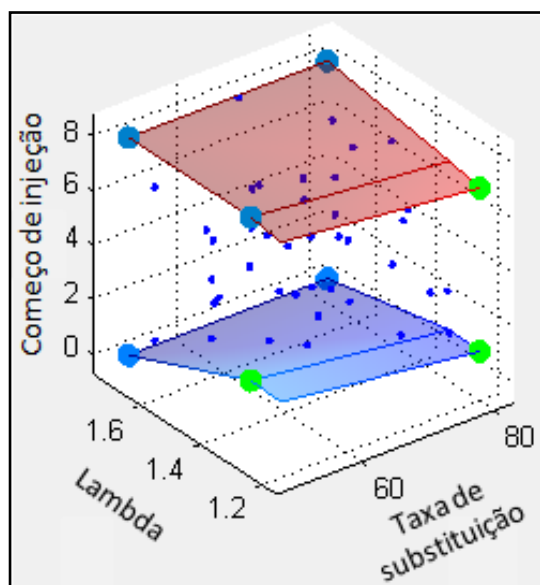


Figura 23 – Distribuição gráfica dos pontos do experimento.

Tabela 5 – Plano do experimento.

MEDIÇÃO	SOI [°aPMS]	LB [-]	SR [%]
1	2	1,5	50
2	7	1,6	50
3	5	1,45	50
4	2	1,45	50
5	6	1,35	50
6	1	1,65	50
7	3	1,4	55
8	5	1,5	55
9	7	1,4	55
10	3	1,5	55
11	7	1,25	55
12	2	1,5	50
13	5	1,25	55
14	2	1,55	60
15	4	1,35	60
16	7	1,45	60
17	4	1,3	60
18	4	1,7	60
19	7	1,4	60
20	5	1,5	60
21	1	1,4	65
22	6	1,6	65
23	2	1,5	50
24	3	1,35	65
25	8	1,7	65
26	5	1,2	65
27	2	1,6	70
28	5	1,4	70
29	6	1,55	70
30	2	1,25	70
31	2	1,65	70
32	6	1,25	70
33	4	1,5	75
34	2	1,5	50
35	1	1,5	75
36	6	1,3	75
37	7	1,6	75
38	4	1,2	75
39	6	1,55	75
40	7	1,45	75
41	3	1,65	80
42	1	1,25	80
43	4	1,65	80
44	2	1,35	80
45	2	1,5	50

Após a determinação dos pontos que deveriam ser medidos, recorreu-se à bancada de dinamômetro para realizar efetivamente as medições. Para cada medição, a combinação de valores para lambda, começo de injeção e taxa de substituição especificada na Tabela 5 foi inserida manualmente no software INCA. Aguardava-se cerca de 2 minutos para a estabilização do funcionamento do motor e, só então, recolhiam-se os resultados da medição. Estes resultados foram armazenados em uma planilha de Excel.

5.5 MODELAGEM MATEMÁTICA DO PROBLEMA

No software ASCMO, após as medições serem efetuadas na bancada de testes, foi possível realizar a modelagem matemática do problema de acordo com o processo gaussiano. Em seguida, foi realizada uma análise da repetibilidade da medição no ponto de estabilidade, avaliando-se os desvios das principais variáveis de saída (emissão de metano, NO_x, gases de efeitos estufa, material particulado e consumo).

Para essa análise é importante definir a Raiz do Erro Quadrático Médio (RMSE, no *software*), que descreve a variância do modelo, para um número n de medições – equação (21) (ETAS, 2014, p.45). Aplicando ao problema em estudo, quanto menor esse valor, melhor a qualidade do modelo.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_{i,modelado} - X_{i,medido})^2}{n}} \quad (21)$$

A Figura 24 ilustra o comportamento do motor para as condições de estabilidade (teoricamente, trata-se do mesmo ponto). Nos eixos verticais têm-se as variáveis de saída analisadas e o erro RMSE calculado de acordo com a equação (14). No eixo horizontal, aparece o número de ordem da medição, conforme a Tabela 5. Os círculos representam os valores medidos da variável de saída especificada no eixo das ordenadas. As linhas tracejadas delimitam a faixa em torno do valor médio das medições, com amplitude de duas vezes o erro RMSE. A linha traço-ponto corresponde à interpolação linear dos resultados.

Concluiu-se que os desvios entre as medições foram pequenos o suficiente para considerar boa a repetibilidade da medição. Entretanto, para os gases de efeito estufa constatou-se um desvio maior (comprovado pelo maior RMSE) que pode ser explicado pelo fato de que um desvio na medição de metano tem seu efeito aumentado em 21 vezes nos gases de efeito estufa. Ainda assim, esse desvio é considerado aceitável.

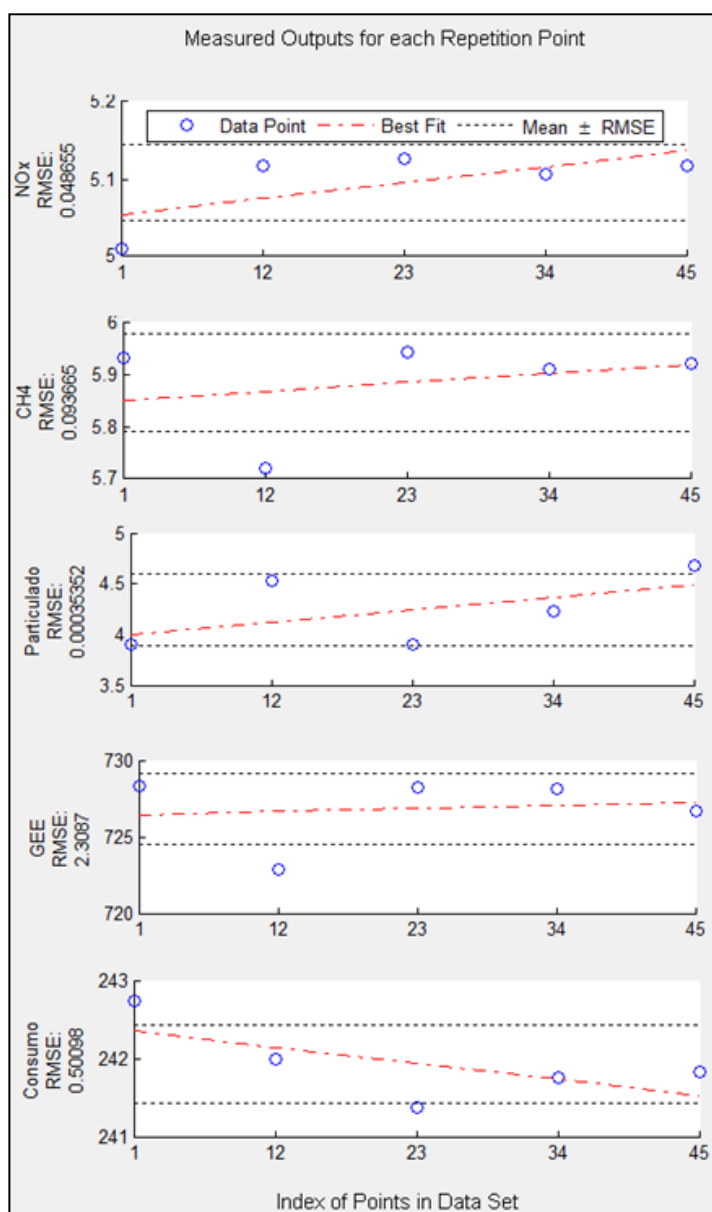


Figura 24 – Análise dos desvios para cada ponto de repetição.

Após essa análise, os pontos de repetição foram substituídos pela média dos valores das saídas para os cinco pontos, procedimento padrão do software para evitar que esses pontos interfiram no modelo.

Para análise da qualidade do modelo e detecção de pontos que não representam o comportamento do todo (*outliers*), foi feita a análise *leave-one-out* (medido *versus* modelado), no qual, para cada ponto medido da Tabela 5, é representado de forma gráfica o respectivo valor modelado pelo programa. Além disso, os valores para RMSE e R^2 (coeficiente de determinação) são mostrados para cada variável de saída. Dessa maneira, quanto mais a tendência dos pontos se assemelha à curva identidade ($y=x$) melhor é o modelo. O programa ASCMO permite, também, visualizar quais pontos são considerados *outliers* e permite removê-los, melhorando a semelhança com a curva identidade. (ETAS, 2014, p. 40).

O coeficiente de determinação (R^2), equação (22), mede o quão próximo o modelo estatístico utilizado está dos dados medidos em bancada, podendo variar de 0 a 1, sendo que quanto maior for o valor de R^2 melhor é o modelo. Se $R^2 < 0,5$, o modelo não é adequado para previsões confiáveis; se $0,5 < R^2 < 0,9$, o modelo pode ser utilizado para previsões qualitativas; e se $0,9 < R^2 < 1$, o modelo é considerado bom e previsões quantitativas podem ser realizadas.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (X_{i,modelado} - X_{i,medido})^2}{\sum_{i=1}^n (X_{i,medido} - \bar{X}_{i,medido})^2} \quad (22)$$

Na Figura 25 são representadas as avaliações para todas as variáveis de saída pelo método *leave-one-out* após a remoção dos *outliers*. Dos quarenta pontos medidos, foram detectadas pelo *software* seis medições que se distanciaram da tendência de comportamento dos demais, podendo representar algum desvio da medição por parte dos equipamentos de medição ou desvio no comportamento do motor. Tais pontos foram removidos para não prejudicar a qualidade do modelo. Desta forma, percebe-se a importância de terem sido acrescentadas dez medições ao plano do experimento, nas etapas iniciais, ficando assim com 34 pontos medidos (ainda acima do número sugerido pelo *software*).

Ao lado do nome de cada variável, na Figura 25, o software informa qual o método de modelagem utilizado. Neste caso, todas as regressões seguiram o processo gaussiano (indicado como ASC (GP), do inglês *Advanced Simulation for Calibration - Gaussian Process*). Nota-se que o coeficiente de determinação é superior a 0,9 para a maioria das saídas, sendo assim, o modelo pode ser utilizado para comparações quantitativas. Entretanto, para as emissões de particulado, R^2 é igual a 0,78, o que significa que o modelo não é totalmente confiável para essa variável, podendo ser utilizado apenas para comparações qualitativas. No canto inferior direito é possível verificar que o programa já não encontrou *outliers* para o modelo.

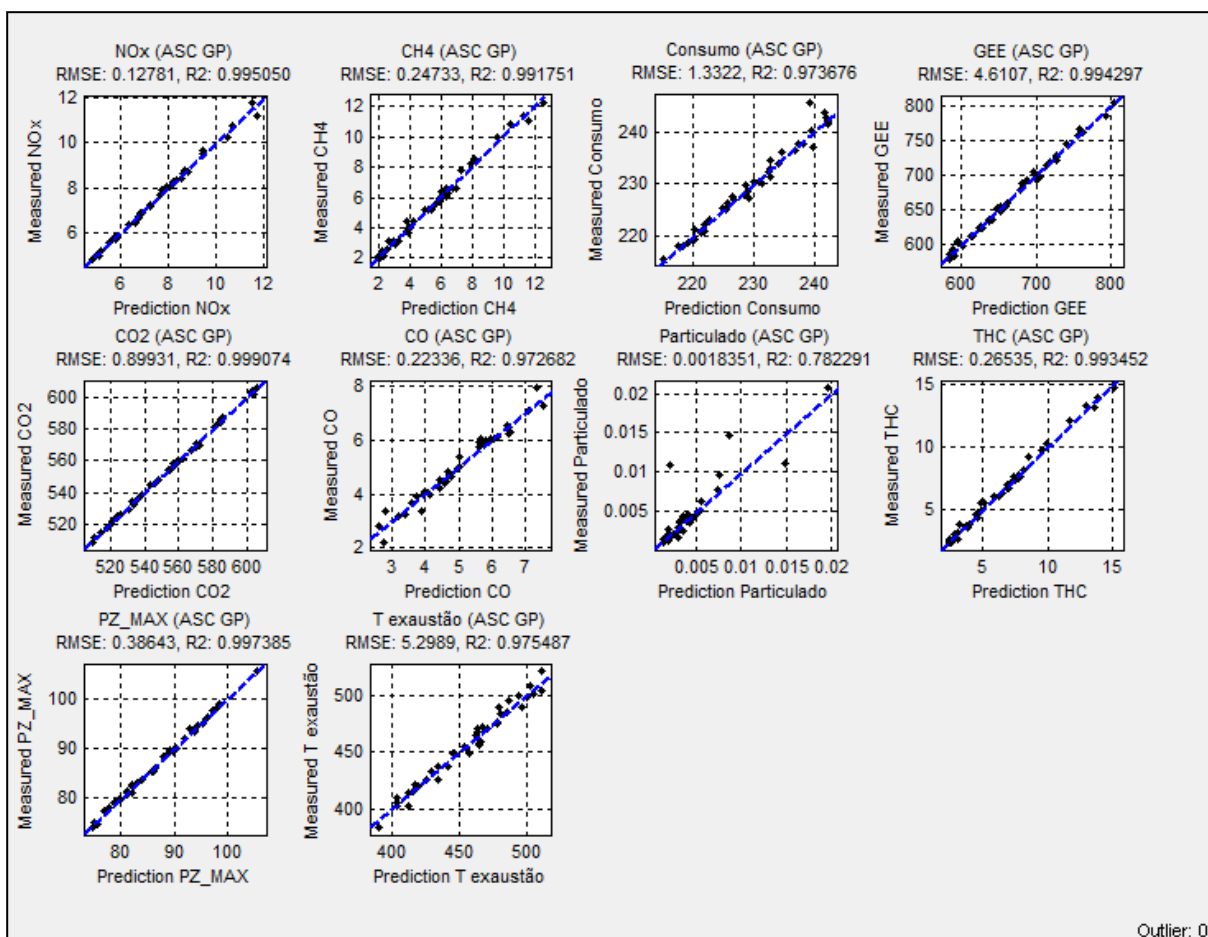


Figura 25 – Análise *leave-one-out*.

5.6 OTIMIZAÇÃO

Após a modelagem matemática realizada no software ASCMO e da remoção dos pontos de repetição e dos *outliers*, foi possível estabelecer as relações entre as variáveis de saída e as de entrada, conforme mostrado no Apêndice A. Uma análise detalhada dos resultados mostrados no Apêndice A será apresentada no Capítulo 6.

O desvio padrão, calculado de acordo com a equação (23), é indicado em vermelho nas curvas do Apêndice A e o valor numérico é dado abaixo do nome da variável de saída.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_{i,modelado} - X_{i,medido})^2}{\sum_{i=1}^n (X_{i,medido} - \bar{X}_{i,medido})^2}} \quad (23)$$

Além disso, duas abordagens de otimização foram escolhidas para esse projeto. A primeira é analisar o potencial do motor diesel-gás em reduzir emissões de efeito estufa e a segunda visa a reduzir o consumo de combustível. Com vistas em atingir esses objetivos, duas calibrações otimizadas foram sugeridas e serão analisadas no Capítulo 6.

5.7 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Com os resultados das variáveis de saída para os objetivos escolhidos, realizou-se uma comparação com os valores das mesmas variáveis para o motor operando alimentado apenas com diesel. Ou seja, foi possível analisar os ganhos e perdas ao se utilizar o motor nos modos diesel e diesel-gás natural para o ponto B75 do ciclo ESC.

5.8 CONSIDERAÇÕES ACERCA DOS PROCEDIMENTOS

Em casos de aplicações reais da metodologia aqui descrita para a otimização da calibração do motor quanto a emissões, é necessário que o procedimento seja aplicado sucessivamente nos diferentes pontos de operação do motor para que o mapa completo do motor seja gerado para cada variável de

entrada. Além disso, todas as variáveis de entrada devem ser consideradas para tais aplicações.

Tendo em vista que o custo de uso de uma bancada de dinamômetro é elevado (SEQUENZ, 2012, p. 3) e que não se dispunha do tempo necessário para gerar a calibração de um mapa completo através de uma otimização global do motor em diesel-gás, foi escolhido apenas um ponto de operação do motor para ser feita a análise das emissões e consumo do motor.

Berger (2012, p. 19) salienta que uma otimização local é fundamental para uma primeira análise do comportamento do motor naquele ponto de operação, porém não representa o todo. Por isso, não se pode generalizar o comportamento do motor diesel-gás estudado nesse projeto a partir do comportamento de um único ponto.

Foram realizadas alterações nos materiais e na metodologia entre o Trabalho de Conclusão de Curso e o pré-projeto. Anteriormente, fora planejado utilizar os dados já medidos de outro motor. Também era previsto a adaptação dos dados do ciclo WHSC para o ciclo ESC para análise das emissões. Entretanto, houve a oportunidade da realização das medições em bancada por parte da executante desse trabalho. Dessa forma, as medições foram realizadas já de acordo com o ciclo ESC, não necessitando de adaptação nos dados. Conclui-se que essa oportunidade agregou para a executante o conhecimento da execução do trabalho na bancada de testes, favoreceu a utilização de dados mais confiáveis (devido à participação nas medições) e permitiu maior envolvimento com o tema.

Adicionalmente, os custos envolvidos nas operações em dinamômetro foram financiados pela empresa solicitante do projeto.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

6.1 ANÁLISE DA RELAÇÃO ENTRE OS PARÂMETROS ESTUDADOS

Através da metodologia empregada, que envolveu as medições realizadas em bancada e a modelagem matemática criada no programa ASCMO, a seguir será conduzida uma análise qualitativa da influência da variação dos parâmetros de entrada (lambda, taxa de substituição e começo de injeção) sobre as emissões e consumo de combustível para o motor em estudo.

6.1.1 Influência do lambda

A Figura 26 é o detalhamento do Apêndice A e representa os modelos das emissões e do consumo para variação do parâmetro lambda. Nota-se que o aumento do lambda favorece o aumento das emissões de metano e monóxido de carbono, provocando um aumento resultante nas emissões totais de hidrocarbonetos (THC) e gases de efeito estufa, tendo em vista o fator multiplicativo 21 para as emissões de CH_4 na constituição do GEE. Essa constatação pode ser explicada pelo fato de que o aumento da quantidade de ar na câmara de combustão desfavorece a propagação da chama e dificulta a combustão das moléculas de combustível (HEYWOOD, 1988, p. 372).

É perceptível, também, a influência positiva do aumento do lambda sobre as emissões de NO_x , justificada pela diminuição da temperatura dentro da câmara de combustão quando é adicionado mais ar na mistura, desfavorecendo, assim, a formação de óxidos de nitrogênio pelo mecanismo térmico (HEYWOOD, 1988, p. 572).

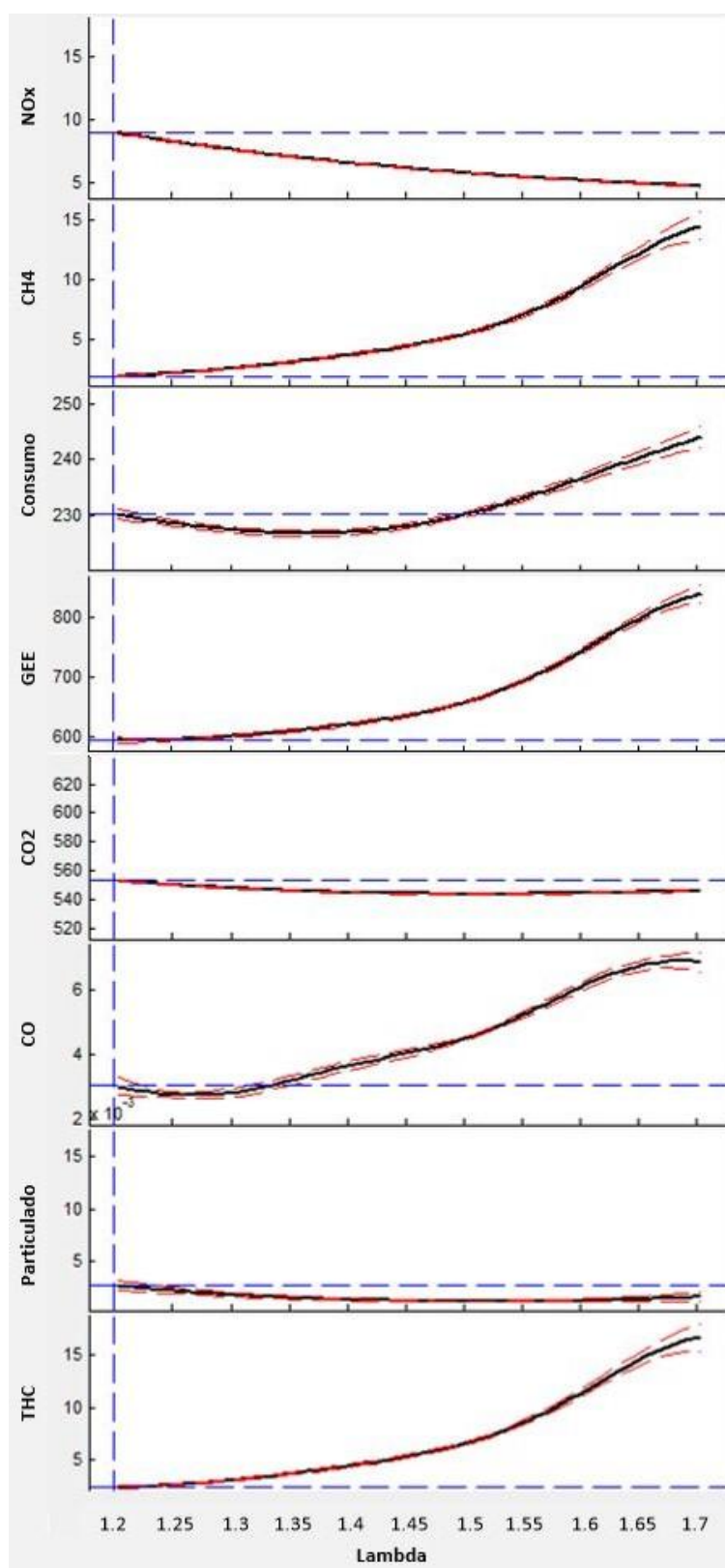


Figura 26 – Influência do lambda nas emissões em g/kWh.

6.1.2 Influência da taxa de substituição

A influência da taxa de substituição sobre as emissões e o consumo para o ponto de operação analisado está representada na Figura 27. Percebe-se imediatamente que o consumo e as emissões de monóxido de carbono, de dióxido e carbono e, conseqüentemente, de gases de efeito estufa são reduzidos conforme a taxa de substituição é aumentada, justificados pelo maior poder calorífico do gás natural (GARY *et al.*, 1998, p. 40) e pela maior relação hidrogênio/carbono (H/C) do metano em relação ao diesel (REIF, 2014, p. 665).

Com o aumento da taxa de substituição o motor diesel-gás tende a se comportar mais como um motor do ciclo Otto. Papagiannakis e Hountalas (2003, p. 364) destacam que o motor puramente a gás natural, ciclo Otto, apresenta níveis muito baixos de emissão de particulados em relação ao motor a diesel, e esse comportamento também é observado no motor diesel-gás operando com altas taxas de substituição. A Figura 27 permite constatar que esta tendência também foi encontrada no presente trabalho.

Papagiannakis e Hountalas (2003, p. 362) observaram que, para cargas parciais, as emissões de óxido nítrico (NO) se reduzem com o aumento da taxa de substituição. Isso pode ser explicado pelo fato que ocorre uma redução das concentrações de oxigênio e nitrogênio na câmara de combustão, já que o gás natural agora ocupa um volume que, na sua ausência, seria ocupado pelo ar no preenchimento do cilindro. Por outro lado, a redução da quantidade de nitrogênio no cilindro pode causar um aumento da temperatura dos gases no cilindro, favorecendo a formação de NO_x pelo mecanismo térmico. No presente estudo observou-se um aumento das emissões de NO_x com o aumento da taxa de substituição (Figura 27), o que indica que a segunda tendência foi a que prevaleceu.

Uma comparação das emissões de NO_x entre o motor diesel-gás e o motor a diesel original teria sido importante para avaliar a influência do uso da tecnologia diesel gás. Entretanto, tal comparação não pôde ser realizada, pois não se dispunha de dados do motor operando no modo diesel e sem EGR.

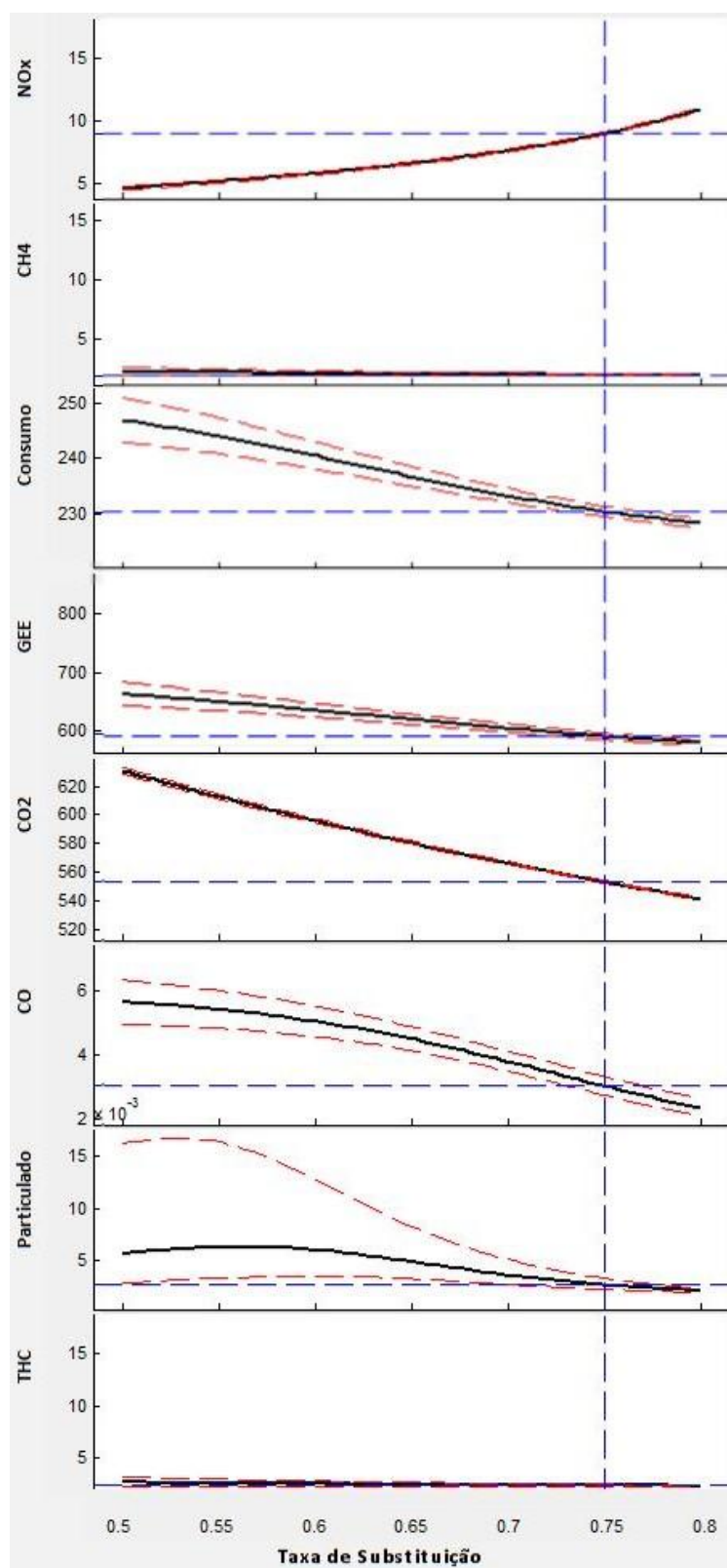


Figura 27 – Influência da taxa de substituição nas emissões em g/kWh.

6.1.3 Influência do começo de injeção de diesel

A Figura 28 permite observar a influência do começo de injeção sobre as saídas analisadas nesse projeto. É perceptível uma grande redução nas emissões de dióxido de carbono com o adiantamento da injeção de diesel. Entretanto, esse adiantamento também provoca um aumento nas emissões de metano e de monóxido de carbono, que praticamente anulam o efeito positivo da redução de emissões de CO₂ sobre os gases de efeito estufa. Nwafor (2006, p. 3) obteve resultados semelhantes em seu estudo, principalmente para altas rotações.

Também, nota-se a redução das emissões de NO_x quando a injeção se aproxima do ponto morto superior. Para a Figura 28, o menor valor para NO_x é dado para começo de injeção em 1º antes do PMS. Adicionalmente, nota-se que as emissões de material particulado não são afetadas significativamente pelo começo de injeção.

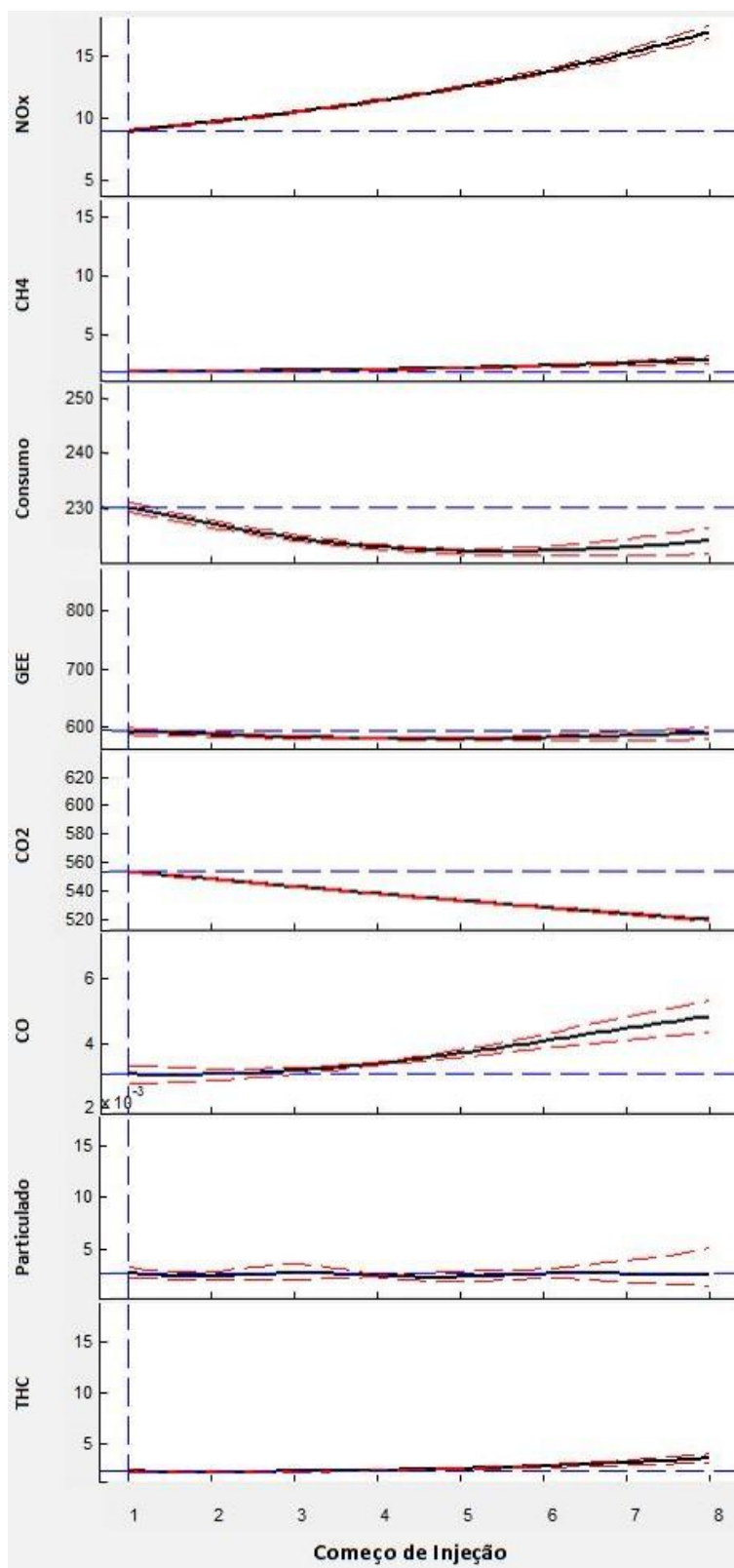


Figura 28 – Influência do começo de injeção nas emissões em g/kWh.

A Tabela 6 apresenta, então, um resumo das principais influências notadas nesse estudo dos parâmetros de calibração sobre as saídas analisadas. Dessa maneira, percebe-se que variar mais de um parâmetro simultaneamente afeta grande parte das saídas do modelo, trazendo complexidade à tarefa de calibração de motores.

Tabela 6 – Resumo da influência dos principais parâmetros calibráveis do motor diesel-gás nas saídas observadas nesse projeto.

PARÂMETRO	SAÍDAS
Lambda	<ul style="list-style-type: none"> – Óxidos de nitrogênio – Metano – Consumo – Monóxido de carbono – Gases de efeito estufa – Hidrocarbonetos totais
Taxa de substituição	<ul style="list-style-type: none"> – Óxidos de nitrogênio – Consumo – Monóxido de carbono – Dióxido de carbono – Gases de efeito estufa – Particulado
Começo de injeção	<ul style="list-style-type: none"> – Óxidos de nitrogênio – Monóxido de carbono – Dióxido de carbono

6.2 OTIMIZAÇÕES E COMPARAÇÃO COM MOTOR EM MODO DIESEL

A seguir serão mostradas as calibrações sugeridas para o motor diesel-gás operando em 1670rpm e 990Nm com relação aos valores de lambda, taxa de substituição e começo de injeção e será feita a comparação dos resultados obtidos para as saídas com relação ao motor operando em modo diesel.

Quando se realiza a calibração do motor, define-se inicialmente o objetivo que deve ser atendido no projeto, e, a partir daí, a otimização mais adequada é selecionada. Entretanto, como este projeto visa analisar o potencial do motor diesel-gás tanto para a redução das emissões de gases de efeito estufa como para a redução do consumo de combustível, duas calibrações serão sugeridas.

Primeiramente, vale lembrar que os testes foram realizados sem a utilização da recirculação dos gases de escape (sem EGR) por solicitação do cliente. A legislação brasileira de veículos pesados, referenciada na seção 2.6 (Tabela 3), limita as emissões de NO_x para o ciclo ESC em 2 g/kWh. Portanto, os resultados obtidos neste estudo indicam que, para a comercialização do motor diesel-gás, é necessário usar alguma forma de abatimento das emissões de NO_x . Uma opção é o catalisador SCR (do inglês, *Selective Catalytic Reduction*) com adição de ureia no sistema de escapamento, que reduz o NO_x para nitrogênio e água (MAJEWSKI, 2005).

Majewski (2005) estudou o desempenho dos sistemas de SCR operando com temperaturas de exaustão acima de 400°C (mínima temperatura atingida nesse estudo). Ele encontrou que a eficiência de abatimento de NO_x por esses equipamentos tipicamente atinge valores de 80%. Na discussão que será apresentada a seguir utilizar-se-á tal valor de eficiência de abatimento, o que significa que seria tolerável a formação de até 10 g/kWh de NO_x no motor.

6.2.1 Otimização 1

Objetivando analisar o potencial do motor diesel-gás para reduzir as emissões de gases de efeito estufa, a Tabela 7 apresenta uma calibração sugerida e a Tabela 8, os valores das saídas (em g/kWh) para essa calibração de acordo com o modelo matemático desenvolvido. Com a calibração sugerida, foi possível obter uma diminuição de 105g/kWh na emissão de gases de efeito estufa em comparação com o motor a diesel, representando para cada hora de funcionamento do motor nessa potência uma redução de cerca de 15% das emissões de GEE. Além disso, houve uma diminuição de 90% na emissão de particulado, principal problema dos motores a diesel, e pequena diminuição do consumo de combustível (0,6%).

Tabela 7 – Calibração sugerida para minimizar emissões de gases de efeito estufa.

Lambda	Taxa de substituição	Começo de injeção
1,27	75%	3,7° aPMS

Tabela 8 – Saídas em g/kWh para Otimização 1.

Saídas	Modo Diesel-Gás Natural	Modo Diesel (com EGR)
NO _x	9,92	1,54
CH ₄	2,34	-
Consumo	220,71	222,00
Particulado	0,0023	0,022
THC	2,82	0,07
CO ₂	534,91	689,00
CO	2,78	0,26
GEE	584,05	689,00

6.2.2 Otimização 2

A otimização 2 tem por objetivo reduzir o consumo de combustível do motor enquanto opera em diesel-gás. A Tabela 9 apresenta a calibração sugerida para atingir esse objetivo e a Tabela 10 apresenta os valores das saídas (em g/kWh) para essa calibração, de acordo com o modelo matemático desenvolvido.

Com essa segunda calibração, foi possível obter uma economia de combustível da ordem de 3% em comparação com o motor a diesel, ou seja, a cada hora de operação do motor nessa potência, praticamente 7g de combustível seria economizada. Além disso, houve diminuição de 14% na emissão de gases de efeito estufa e redução de 95% nas emissões de particulado na saída do motor.

Tabela 9 – Calibração sugerida para minimizar consumo de combustível.

Lambda	Taxa de substituição	Começo de injeção
1,4	80%	5° aPMS

Tabela 10 – Saídas em g/kWh para Otimização 2.

Saídas	Modo Diesel-Gás Natural	Modo Diesel (com EGR)
NO _x	9,70	1,54
CH ₄	3,77	-
Consumo	215,73	222,00
Particulado	0,001	0,022
THC	4,72	0,07
CO ₂	512,82	689,00
CO	3,04	0,26
GEE	591,99	689,00

7 CONCLUSÕES

Diante do escopo deste projeto, fez-se necessária a compreensão do princípio da combustão do diesel, do gás natural e do diesel-gás; dos mecanismos de formação dos poluentes nos motores de combustão interna; a identificação dos parâmetros de calibração que influenciam as emissões e; a compreensão da metodologia de calibração de motores. Com base nisso e nos resultados apresentados, consideram-se alcançados os objetivos inicialmente propostos.

Considerando o motor diesel-gás natural utilizado nesse estudo e conforme análise do modelo matemático obtido para rotação de 1670 rpm e 990 Nm de torque, foi analisada a influência dos parâmetros de calibração sobre as emissões e o consumo de combustível. Em face disso, conclui-se que as emissões de óxido de nitrogênio e monóxido de carbono são sensíveis à variação de λ , à taxa de substituição e ao começo de injeção. Já o consumo de combustível e os gases de efeito estufa são afetados pela variação de λ e taxa de substituição. Enquanto o dióxido de carbono é influenciado pela taxa de substituição e começo de injeção. Finalmente, o λ exerce forte influência sobre as emissões de metano e a taxa de substituição influencia as emissões de particulado.

Através da realização de um plano de experimento, da medição em bancada e da modelagem matemática do comportamento do motor, foram sugeridas calibrações, a fim de analisar o potencial do motor diesel-gás quanto à redução das emissões de gases de efeito estufa. Para as calibrações sugeridas, reduções de aproximadamente 14% foram obtidas nas emissões de GEE com diminuição de aproximadamente 95% na emissão de material particulado e ainda, reduzindo o consumo específico de combustível em 3% em comparação com o motor diesel original.

Tendo em vista tais valores, destacam-se as seguintes vantagens: para o meio ambiente, a significativa redução das emissões de GEE; para a saúde da população, os benefícios oriundos da diminuição das emissões de material particulado e; para o proprietário do veículo, a economia de combustível.

Portanto, conclui-se que, para a operação desse motor na rotação de 1670 rpm e torque de 990 Nm, o motor diesel-gás apresenta vantagens em relação ao mesmo ponto de operação para o motor em modo diesel. Entretanto, é necessário o uso de um sistema de tratamento para as emissões de óxido de nitrogênio, haja vista que não foi utilizado o sistema de recirculação de gases durante a operação em modo diesel-gás.

Não sendo possível generalizar o comportamento do motor, recomenda-se para futuros trabalhos a repetição do procedimento metodológico descrito nesse projeto para os demais pontos de operação. Caso sejam obtidos resultados semelhantes aos descritos nesse trabalho e com a renovação da frota brasileira de veículos pesados através da inserção de motores diesel-gás no mercado, é possível que o motor diesel-gás seja uma tecnologia adequada para o atendimento da meta brasileira estabelecida no Decreto nº 7.390/2010, que determina a redução, até 2020, das emissões de gases de efeito estufa para todos os setores brasileiros, incluindo o setor de energia que compreende a categoria de transporte.

Destaca-se ainda que, em comparação com um motor a gás natural, o motor diesel-gás desse projeto apresenta a vantagem de poder ser utilizado em modo diesel caso não exista a disponibilidade de gás natural, por exemplo, em cidades do interior do Brasil. Dessa maneira, a configuração de motor diesel-gás resulta bastante flexível.

REFERÊNCIAS

ANDRÉ, Ricardo; MAGGIONI, Rodrigo; TANAKA, Gustavo; MAZZIERO, Renato. **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. 7, n. 1, fev. 2007. Disponível em: <<http://sistemas.ib.unicamp.br/be310/index.php/be310/article/view/69>>.. Acesso em: 15 jan. 2015.

AUTOMOTIVE WORLD. **Webinar: Dual fuel for on-highway HD applications.** Disponível em: <<http://www.automotiveworld.com/events/dual-fuel-highway-hd-applications/>>. Acesso em: 10 nov. 2014.

AVL. **AVL DynoExact.** Disponível em: <<https://www.avl.com/load-unit-for-engine-testing>>. Acesso em: 26/01/2015.

_____. **AVL Opacimeter.** Disponível em: <<https://www.avl.com/web/guest/-/avl-opacimeter>>. Acesso em: 19 jan. 2015.

_____. **AVL Smart Sampler.** Disponível em: <<https://www.avl.com/web/guest/-/avl-smart-sampler>>. Acesso em: 19 jan. 2015.

_____. **AVL Smoke Meter.** Disponível em: <<https://www.avl.com/web/guest/-/avl-smoke-meter>>. Acesso em: 19 jan. 2015.

_____. **Mobile Exhaust Measurement System.** Disponível em: <https://www.avl.com/emission-certification/-/asset_publisher/gYjUpY19vEA8/content/avl-ama-i60-remote-stand-alone-unit>. Acesso em: 19 jan. 2015.

BERGER, Benjamin. **Modeling and Optimization for Stationary Base Engine Calibration.** 2012. 160 f. Dissertação (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica de Munique, 2012. Disponível em: <<http://mediatum.ub.tum.de/doc/1108936/file.pdf>>. Acesso em: 20 mai. 2015.

BORMAN, Gary L., ROGLAND, Kenneth W. **Combustion Engineering.** Editora McGraw-Hill Int. Ed., 1998.

BRUNS, Roy E.; SCARMINIO, Ieda S.; BARROS, Benício de. **Como fazer experimentos: pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria.** Campinas, SP; Editora da Unicamp, 2001.

CAMBUSTION. **CLD Principles.** Disponível em: <<http://www.cambustion.com/products/cld500/cld-principles>>. Acesso em: 19 jan. 2015.

_____. **Fast FID Principles.** Disponível em: <<http://www.cambustion.com/products/hfr500/fast-fid-principles>>. Acesso em: 19 jan. 2015.

_____. **Operating Principle.** Disponível em: <<http://www.cambustion.com/products/ndir500/operating-principle>>. Acesso em: 19 jan. 2015.

CETESB. **Emissão Veicular.** Disponível em: <<http://www.cetesb.sp.gov.br/ar/emissao-veicular/37-limites-de-Emiss?es-%28g/kwh%29-para---Ve?culos-pesados>>. Acesso em: 27/01/2015.

_____. **Potencial de Aquecimento Global de GEE.** Disponível em: <<http://www.cetesb.sp.gov.br/proclima/inventario-de-gee-empreendimentos/390-potencial-de-aquecimento-global-de-gee>>. Acesso em: 10 nov. 2014.

CLEAN AIR POWER. **About us.** Disponível em: <<http://www.cleanairpower.com/about.html>>. Acesso em: 17 nov. 2014.

_____. **How Dual-Fuel™ Works.** Disponível em: <<http://www.cleanairpower.com/howitworks.html>>. Acesso em: 17 nov. 2014.

COMERCIAL MOTOR. **Those Euro-6 truck diesel engine emission regs explained on Biglorryblog.** Disponível em: <<http://www.commercialmotor.com/big-lorry-blog/those-euro-6-truck-diesel-engi>>. Acesso em: 27/01/2015.

_____. **A origem.** Disponível em: <<http://www.comgas.com.br/pt/gasNatural/conhecaGasNatural/Paginas/a-composicao.aspx>>. Acesso em: 16 dez. 2014.

_____. **Conheça o gás natural.** Disponível em: <<http://www.comgas.com.br/pt/gasNatural/conhecaGasNatural/Paginas/conhe%C3%A7a-gas-natural.aspx>>. Acesso em: 16 dez. 2014.

_____. **Meio Ambiente.** Disponível em: <<http://www.comgas.com.br/pt/gasNatural/meioAmbiente/Paginas/meio-ambiente.aspx>>. Acesso em: 16 dez. 2014.

DALAL, Ishaan L.; STEFAN, Deian; GIDANSKY, Jared H. **Low Discrepancy Sequences for Monte Carlo Simulations on Reconfigurable Platforms.** The Cooper Union for the Advancement of Science and Art. Nova Iorque, 2008.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Climate Change:** Basic Information. Disponível em: <www.epa.gov/climatechange/basics/>. Acesso em: 10 nov. 2014.

_____. **Overview of Greenhouse Gases.** Disponível em: <<http://www.epa.gov/climatechange/ghgemissions/gases.html>>. Acesso em: 10 nov. 2014.

_____. **Overview of Greenhouse Gases.** Disponível em: <<http://www.epa.gov/climatechange/ghgemissions/gases.html>>. Acesso em: 10 nov. 2014.

ETAS. **ETAS ASCMO V4.4.0 – User’s Guide.** ETAS GmbH, Stuttgart, 2014.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** Editora McGraw-Hill Int. Ed., 1988.

INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS. **Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores — Proconve/Promot/Ibama.** 3. ed. Brasília, DF, 2011.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Climate change.** Disponível em: <<http://www.iea.org/topics/climatechange/>>. Acesso em: 10 nov. 2014.

_____. **What we do.** Disponível em: <<http://www.iea.org/aboutus/whatwedo/>>. Acesso em: 10 nov. 2014.

JÄÄSKELÄINEN, Hannu; KHAIR, Magdi K. Diesel Engines. **DieselNet Technology Guide**, 2013. Disponível em: <http://dieselnet.com/tech/diesel_engines.php>. Acesso em: 17 nov. 2014.

_____. Combustion in Diesel Engines. **DieselNet Technology Guide**, 2013. Disponível em: <http://dieselnet.com/tech/engine_design.php#limit>. Acesso em: 19 jan. 2015.

_____. EGR Systems & Components. **DieselNet Technology Guide**, 2013. Disponível em: <http://dieselnet.com/tech/engine_egr_sys.php>. Acesso em: 19 jan. 2015.

_____. Emission Formation in Diesel Engines. **DieselNet Technology Guide**, 2013. Disponível em: <http://dieselnet.com/tech/diesel_emiform.php#nox>. Acesso em: 19 jan. 2015.

JOHNSON, Toni. **Global Natural Gas Potential**. 2011. Disponível em: <<http://www.cfr.org/natural-gas/global-natural-gas-potential/p17946>>. Acesso em: 26 abr. 2015

LINDE. **Espectrometria de infravermelho**. Disponível em: <http://hiq.linde-gas.com.br/international/web/lg/br/like35lgspgbr.nsf/docbyalias/anal_infra>. Acesso em: 19 jan. 2015.

MAJEWSKI, Addy W. What Are Diesel Emissions. **DieselNet Technology Guide**, 2012. Disponível em: <http://dieselnet.com/tech/emi_intro.php>. Acesso em: 19 jan. 2015.

_____. Selective Catalytic Reduction. **DieselNet Technology Guide**, 2005. Disponível em: <https://www.dieselnet.com/tech/cat_scr.php>. Acesso em: 29 mai. 2015.

MARTINS, Cristiane Aparecida; FERREIRA, Marco Aurélio. **Considerações sobre a formação de NOx na combustão**. In: VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2010, Campina Grande. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/pt/wp-content/anais/conem/2010/PDF/CON10-0881.pdf>>. Acesso em: 20 jan. 2015.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Gás Natural**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/energia/fontes-convencionais-de-energia/gas-natural>>. Acesso em: 16 dez. 2014.

MOTORES A PLENO. **Bosch y la tecnología Diesel Gas para vehículos comerciales**. Disponível em: <<http://www.motoresaplano.com.ar/2014/10/bosch-y-la-tecnologia-diesel-gas-para-vehiculos-comerciales/>>. Acesso em: 26 jan. 2015.

NWAFOR, O. M. I. Effect of advanced injection timing on emission characteristics of diesel engine running on natural gas. **Renewable Energy**, Nigeria, v. 3, n. 14, dez. 2006. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096014810600348X>>. Acesso em 05 jun.2015.

PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T. Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas. **Energy Conversion and Management**, Grécia, v. 45, n. 18, nov. 2004. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890404000330>>. Acesso em: 05 jun. 2015.

_____. Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, Grécia, v. 23, n. 3, fev. 2003. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431102001874>>. Acesso em: 05 jun. 2015.

PETROBRAS. **Características do óleo diesel**. Disponível em: <http://www.br.com.br/wps/portal/portalconteudo/produtos/paraembarcacoes/oleodiesel!/ut/p/c4/04_SB8K8xLLM9MSSzPy8xBz9CP0os3hLf0N_P293QwMLD383A6MgbwNLE0MjAyDQL8h2VAQA9k0JIQ!!/?PC_7_9O1ONKG108HOF02RK094120003000000_WCM_CONTEXT=/wps/wcm/connect/portal+de+conteudo/produtos/automotivos/oleo+diesel/caracteristica+do+oleo>. Acesso em: 15 jan. 2015.

PROCONVE. **Programa de controle de poluição do ar por veículos automotores**. Disponível em: <http://www.mma.gov.br/estruturas/163/_arquivos/proconve_163.pdf>. Acesso em: 26 jan. 2015.

REIF, Konrad et al. **Bosch Automotive Handbook**. 9º ed. 2014. Alemanha: Robert Bosch GmbH.

SAHOO, B.B.; SAHOO, N.; SAHA, U. K. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines - A critical review. **Renewable Energy**, India, v. 13, n. 6, p. 1151-1184, out. 2008. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032108001020>>. Acesso em: 05 jun. 2015.

SARAVANAN, N; NAGARAJAN, G.; KALAISELVAN, K. M.; DHANASEKARAN, C. An experimental investigation on hydrogen as a dual fuel for diesel engine system with exhaust gas recirculation technique. **Renewable Energy**, India, v. 33, n. 3, p. 422-427, mar. 2007. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148107000973>>. Acesso em: 05 jun. 2015.

SEQUENZ, Heiko. **Emission Modelling and Model-Based Optimization of the Engine Control**. Disponível em: <<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3948/>>. Acesso em: 26/01/2015.

APÊNDICE A – ANÁLISE GRÁFICA REALIZADA PARA O MOTOR EM ANÁLISE

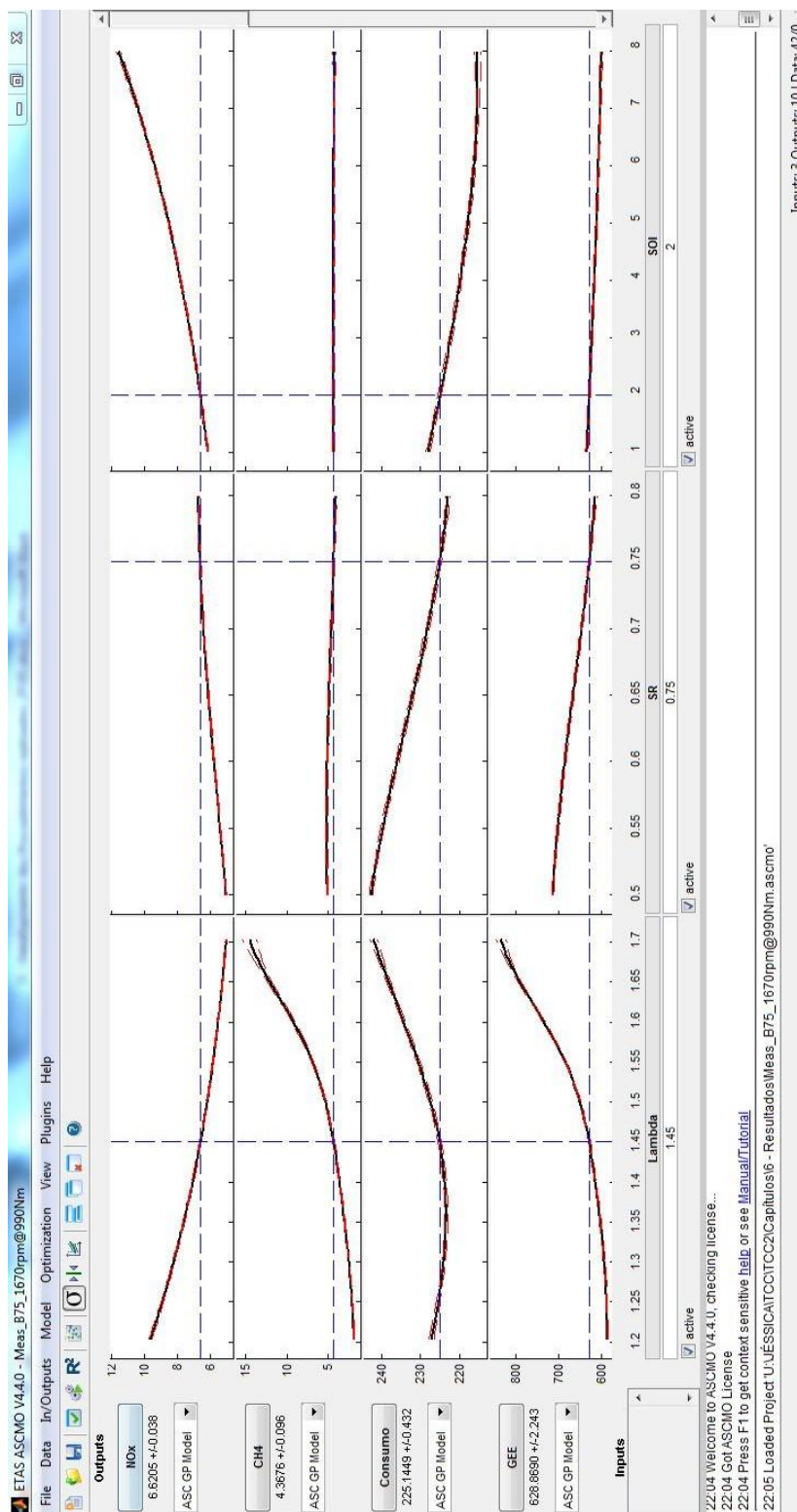


Figura 29 – Análise gráfica realizada para o motor em análise.

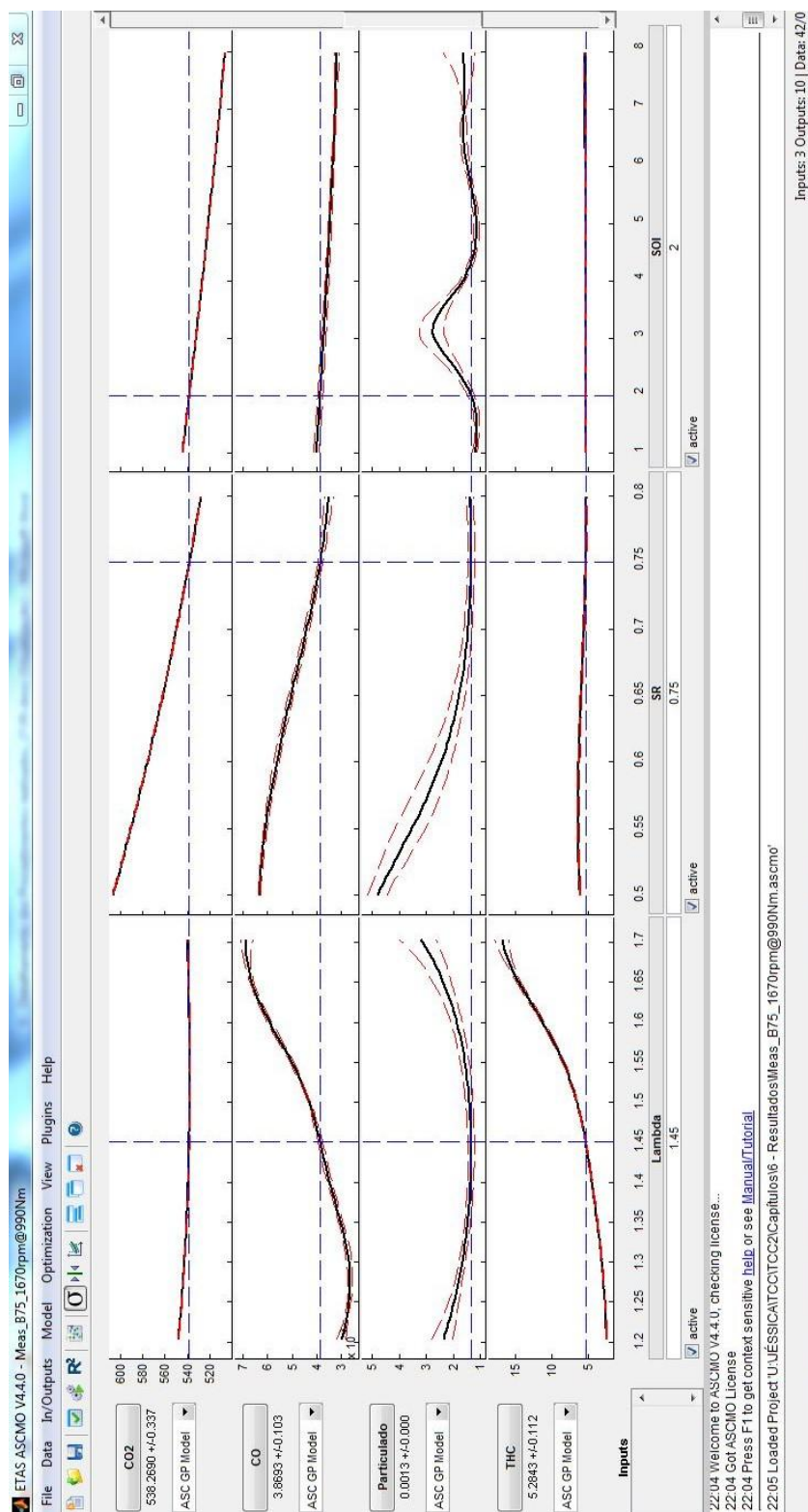


Figura 30 – Análise gráfica realizada para o motor em análise.

ANEXO A – EXEMPLO DE ANÁLISE GRÁFICA NO PROGRAMA

ASCMO

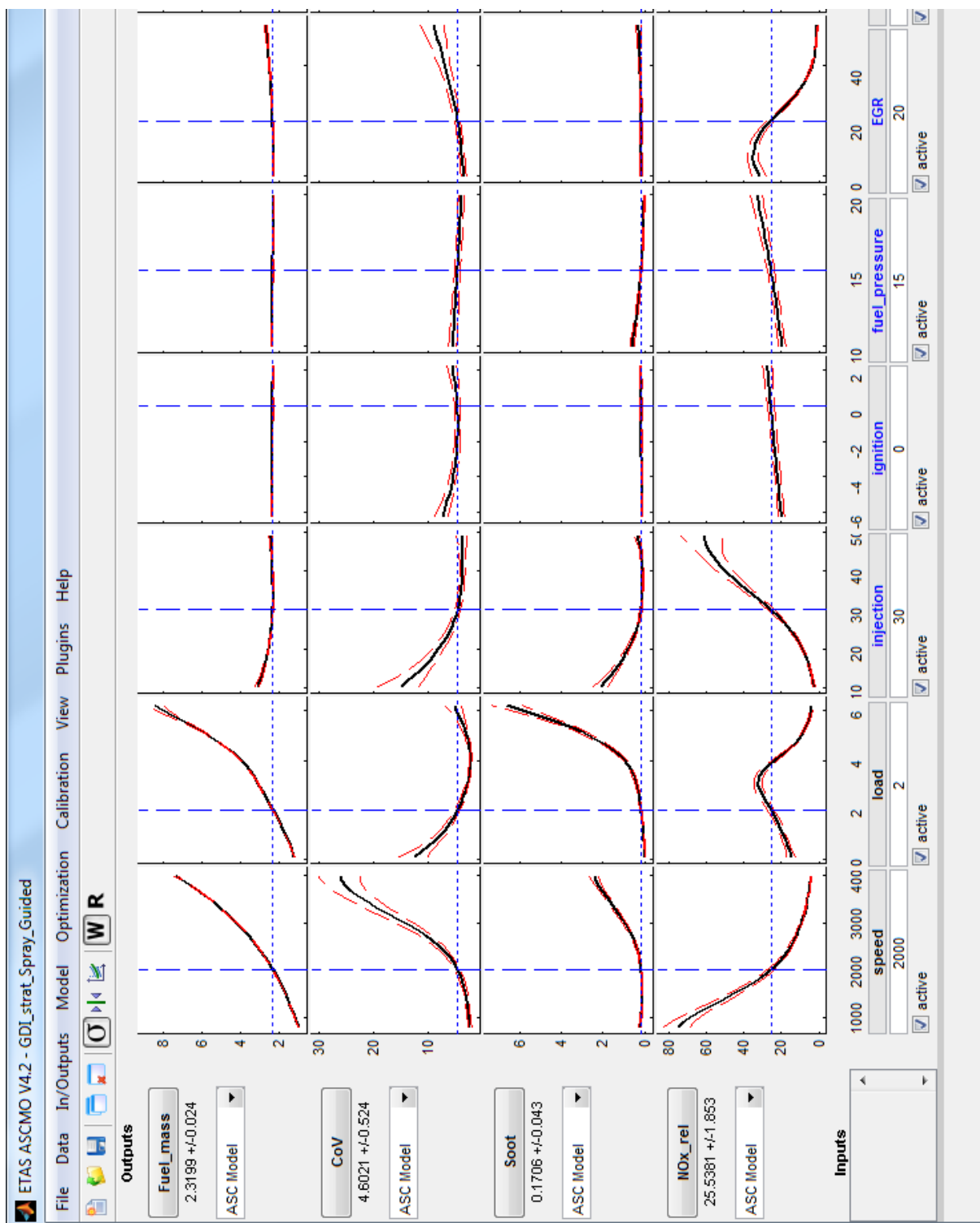


Figura 31 – Exemplo de análise gráfica no programa ASCMO.

Fonte: Adaptado de ETAS (2014, p. 52).