FABIANO TADEU MATHIAS COSTA

**Estimação da relação ar-combustível e do tipo de
combustível utilizando o sinal de pressão no
cilindro em um motor ciclo Otto alimentado com
misturas de etanol e gasolina**

Tese apresentada à Escola de
Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo, como
parte dos requisitos para obtenção
do título de Doutor em Ciências

Área de Concentração: Dinâmica
das Máquinas e Sistemas

ORIENTADOR: Prof. Dr. Luís
Carlos Passarini

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA. A VERSÃO
ORIGINAL ENCONTRA-SE
DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA DA EESC-USP.

São Carlos
2015

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

C837e Costa, Fabiano Tadeu Mathias
Estimação da relação ar-combustível e do tipo de combustível utilizando o sinal de pressão no cilindro em um motor ciclo Otto alimentado com misturas de etanol e gasolina / Fabiano Tadeu Mathias Costa; orientador Luís Carlos Passarini . São Carlos, 2015.

Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica de Máquinas e Sistemas -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2015.

1. método dos momentos. 2. método da razão de pressões. 3. veículos flexíveis. 4. sensibilidade ao tipo de combustível. 5. análise estatística. 6. modelagem de motores. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **FABIANO TADEU MATHIAS COSTA**.

Título da tese: "Estimação da relação ar-combustível e do tipo de combustível utilizando o sinal de pressão no cilindro em um motor ciclo Otto alimentado com misturas de etanol e gasolina".

Data da defesa: 13/05/2015

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Associado **Luis Carlos Passarini (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Dr. **Antonio Moreira dos Santos**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Dr. **Délson Luiz Módolo**
(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"/UNESP-Bauru)

Aprovado

Prof. Dr. **Márcio Turra de Ávila**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Aprovado

Prof. Dr. **Rodolfo Ipolito Meneguette**
(Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo – Campus Catanduva)

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo Sergio Lima Segantine**

AGRADECIMENTOS

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPQ, pela bolsa de estudos concedida.

Ao Prof. Dr. Luís Carlos Passarini pela oportunidade e orientação.

Em especial ao Dr. Armando José Dal Bem pela enorme ajuda no cumprimento dos requisitos do programa de doutorado e pelo incansável empenho para viabilizar a realização dos experimentos.

Ao mestrando Marcos Ferreira Polito pela ajuda na montagem da bancada experimental e pelo empenho na realização dos experimentos.

Ao técnico Hélio José Donizete Trebi pela construção e manipulação de diversas peças da bancada experimental de forma tão detalhista, precisa e competente. Também, pelos momentos em que me ajudou mesmo estando sobrecarregado de tarefas.

Ao Prof. Dr. Antônio Moreira dos Santos por disponibilizar o Laboratório de Motores da EESC.

Ao Eng. e Dr. Gustavo Rodrigues de Sousa pela disponibilidade e empenho durante a montagem da bancada experimental.

Ao técnico Roberto Carlos Pratavieira e ao Especialista em laboratório Jorge Nicolau dos Santos pela dedicação e empenho na solução dos problemas que surgiram durante o desenvolvimento dos VIs de aquisição de dados e dos componentes da bancada experimental.

Ao técnico Roberto Aparecido Lourenço pelo apoio e suporte técnico durante a realização dos experimentos.

Ao técnico José Roberto Bogni pela disponibilização do banho termostático e pelas inúmeras soldas realizadas nas ferragens da bancada experimental.

Aos amigos do Laboratório de Eletrônica Embarcada e da EESC, Jaime Marini Júnior, Gilberto Hirotsugu Azevedo Koike, Rodrigo de Oliveira Preti e Marcus Vinícius Ivo da Silva.

Ao Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de São Paulo - IFSP campus Catanduva pelo incentivo a minha qualificação profissional.

Ao bibliotecário Eduardo Graziosi Silva pela enorme contribuição na adequação deste trabalho às normas da ABNT.

A minha mãe Marly Terezinha Santana Costa e a minha família.

RESUMO

COSTA, F. T. M. Estimação da relação ar-combustível e do tipo de combustível utilizando o sinal de pressão no cilindro em um motor ciclo Otto alimentado com misturas de etanol e gasolina. 2015. 166 f. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

A pesquisa realizada tratou do estudo de modelos de estimação da relação ar-combustível e de identificação do tipo de combustível usando o sinal da pressão no cilindro em um motor quatro tempos automotivo, alimentado com gasolina brasileira tipo C, etanol e misturas destes combustíveis. Foi montada uma bancada dinamométrica para realização de testes em um motor originalmente projetado para operar com etanol e que possui relação de compressão de 13,44:1. Durante os testes do motor foram coletados dados referentes às variáveis de desempenho e emissões de gases de exaustão. Os dados coletados em plena carga foram analisados utilizando parâmetros estatísticos e confrontados com os resultados esperados segundo a literatura. As variáveis independentes disponibilizadas nos testes do motor foram utilizadas em conjunto com a aplicação do método dos momentos e da razão de pressões no sinal da pressão no cilindro para o desenvolvimento de novos modelos de estimação da relação ar-combustível e de identificação do tipo de combustível. Os modelos obtidos na presente pesquisa mostraram-se capazes de estimar a relação ar-combustível, sendo sensíveis à variação da composição do combustível nesta estimativa, e de identificar o tipo de combustível utilizado no motor.

Palavras-chave: Método dos momentos. Método da razão de pressões. Veículos flexíveis. Sensibilidade ao tipo de combustível. Análise estatística.

ABSTRACT

COSTA, F. T. M. Estimation of the air-fuel ratio and type of fuel in-cylinder pressure signal in an Otto-cycle engine fueled with ethanol and gasoline blends. 2015. 166 f. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

This research addressed the study of models for estimating the air-fuel ratio and identifying the type of fuel by in-cylinder pressure signal in a four stroke automotive engine fueled with Brazilian gasoline C type, ethanol, and blends of these fuels. A dynamometer was assembled for tests in an engine originally designed to operate with ethanol and with a 13.44:1 compression ratio. During the engine tests, data were collected related to the performance and exhaustion gas emission variables. Data collected at full load were analyzed using statistical parameters and compared with the expected results according to the literature. The independent variables provided by the engine tests were used together with application of the method of moments and the pressure ratio for in-cylinder pressure in order to develop new models for estimating the air-fuel ratio and to identify the fuel type. The models obtained in this research proved to be capable of estimating the air-fuel ratio, being sensitive to the variation in the type of fuel used in such estimations, and of identifying the type of fuel used in the engine.

Keywords: Method of moments. Method of pressure ratio. Flex-fuel vehicles. Fuel sensitivity. Statistical analysis.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - GEOMETRIA BÁSICA DE UM MOTOR CICLO OTTO.	38
FIGURA 2 - CICLO INDICADO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA.	40
FIGURA 3 - LICENCIAMENTO NO BRASIL DE AUTO VEÍCULOS NOVOS POR COMBUSTÍVEL.	54
FIGURA 4 - PRESSÃO NO CILINDRO EM FUNÇÃO DA POSIÇÃO DO PISTÃO.	55
FIGURA 5 - SEQUÊNCIA DE EVENTOS DO CICLO DE OPERAÇÃO DE UM MOTOR QUATRO TEMPOS COM IGNIÇÃO POR CENTELHA.	56
FIGURA 6 - EFEITOS DA RELAÇÃO COMBUSTÍVEL-AR (ϕ) SOBRE O DIAGRAMA P -V.	57
FIGURA 7 - A – PRESSÃO NO CILINDRO VERSUS ÂNGULO DA ÁRVORE DE MANIVELAS. B – EFEITOS DO AVANÇO DA CENTELHA SOBRE O TORQUE.	58
FIGURA 8 - VARIAÇÃO CÍCLICA DA PRESSÃO NO CILINDRO.	59
FIGURA 9 - EFEITO DA OCORRÊNCIA DE <i>KNOCKING</i> SOBRE O TRAÇO DA PRESSÃO NO CILINDRO.	60
FIGURA 10 - TRANSDUTOR DE PRESSÃO INTRUSIVO.	61
FIGURA 11 - TRANSDUTOR DE PRESSÃO NO CILINDRO NÃO INTRUSIVO.	61
FIGURA 12 - DIAGRAMA DE BLOCOS DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE MOTORES BASEADO NA MEDIDA DA PRESSÃO NO CILINDRO.	66
FIGURA 13 - VISÃO GERAL DA BANCADA DINAMOMÉTRICA.	99
FIGURA 14 - DIAGRAMA DE COMUNICAÇÃO DA BANCADA DINAMOMÉTRICA.	100
FIGURA 15 - CONTROLADOR DE ROTAÇÃO DO DINAMÔMETRO E EQUIPAMENTOS AO SEU REDOR.	101
FIGURA 16 - UTILIZAÇÃO DO APARELHO TM131 PARA MEDIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO. ..	104
FIGURA 17 - VISUAL DA TELA DE MEDIÇÃO DO PROGRAMA SOFGAS.	105
FIGURA 18 - CIRCUITO DO <i>BUFFER</i> DE TENSÃO COM UM DIVISOR DE TENSÃO EM UMA DAS SAÍDAS.	107
FIGURA 19 - INSTALAÇÃO NA BANCADA DINAMOMÉTRICA DO <i>BUFFER</i> E DIVISOR DE TENSÃO PARA O SINAL DO TRANSDUTOR DE ROTAÇÃO - PMS.	108
FIGURA 20 - TERMOPAR DO TIPO K INSTALADO NO DUTO DO COLETOR DE ADMISSÃO DO PRIMEIRO CILINDRO.	108
FIGURA 21 - TERMOPAR DO TIPO K INSTALADO NO DUTO DO PRIMEIRO CILINDRO DO COLETOR DE ESCAPE.	109

FIGURA 22 - TERMOPAR DO TIPO K INSTALADO ENTRE AS SONDAS LAMBDA NO DUTO DO COLETOR DE ESCAPE DO PRIMEIRO CILINDRO.	109
FIGURA 23 - CIRCUITO ELÉTRICO DO AMPLIFICADOR DE TERMOPAR DO TIPO K.	110
FIGURA 24 - INSTALAÇÃO NA BANCADA DINAMOMÉTRICA DOS AMPLIFICADORES DE TERMOPARES DO TIPO K.	111
FIGURA 25 - CIRCUITO DO TRANSDUTOR DE PRESSÃO UTILIZADO NO COLETOR DE ADMISSÃO.	112
FIGURA 26 - SISTEMA DE MEDIDAS DA PRESSÃO DO COLETOR DE ADMISSÃO INSTALADO NA BANCADA DINAMOMÉTRICA.	113
FIGURA 27 - CÂMARA DE COMBUSTÃO DO MOTOR VW AT1000 8V COM ORIFÍCIO PARA TOMADA DA PRESSÃO NO CILINDRO.	114
FIGURA 28 - TRANSDUTOR DE PRESSÃO INSTALADO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO DO PRIMEIRO CILINDRO DO MOTOR VW AT1000 8V.	114
FIGURA 29 - AMPLIFICADOR DE CARGA 3059 HICF-AMPLIFIER.	115
FIGURA 30 - RESERVATÓRIO DE COMBUSTÍVEL E BALANÇA DIGITAL UTILIZADOS NO SISTEMA DE MEDIÇÃO DE CONSUMO.	117
FIGURA 31 - PAINEL FRONTAL DO VI PARA MEDIÇÃO DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL.	118
FIGURA 32 - DIAGRAMA DE BLOCOS DO VI PARA MEDIÇÃO DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL. .	118
FIGURA 33 - PAINEL FRONTAL DO VI DE AQUISIÇÃO DE DADOS.	120
FIGURA 34 - DIAGRAMA DE BLOCOS DO VI DE AQUISIÇÃO DE DADOS.	121
FIGURA 35 - SISTEMA DE GERENCIAMENTO ELETRÔNICO REPROGRAMÁVEL DA MARCA FUEL TECH, MODELO RACEPRO-1FI.	122
FIGURA 36 - POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR EM FUNÇÃO DO FATOR λ E DO TIPO DE COMBUSTÍVEL (2000 E 3000 RPM, REGIME DE PLENA CARGA, MBT).	139
FIGURA 37 - CONSUMO ESPECÍFICO DO MOTOR EM FUNÇÃO DO FATOR λ E DO TIPO DE COMBUSTÍVEL (2000 E 3000 RPM, REGIME DE PLENA CARGA, MBT).	142
FIGURA 38 - EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL EM FUNÇÃO DO FATOR λ E DO TIPO DE COMBUSTÍVEL (2000 E 3000 RPM, REGIME DE PLENA CARGA, MBT).	143
FIGURA 39 - EMISSÃO DE CO EM FUNÇÃO DO FATOR λ E DO TIPO DE COMBUSTÍVEL (2000 E 3000 RPM, REGIME DE PLENA CARGA, MBT).	145
FIGURA 40 - EMISSÃO DE HC EM FUNÇÃO DO FATOR λ E DO TIPO DE COMBUSTÍVEL (2000 E 3000 RPM, REGIME DE PLENA CARGA, MBT).	146
FIGURA 41 - EMISSÃO DE CO ₂ DO MOTOR EM FUNÇÃO DO FATOR λ E DO TIPO DE COMBUSTÍVEL (2000 E 3000 RPM, REGIME DE PLENA CARGA, MBT).	148

FIGURA 42 - CURVA GERADA PELO MÉTODO DA RAZÃO DE PRESSÕES NO CILINDRO (3000 RPM, REGIME DE PLENA CARGA, MBT, COMBUSTÍVEL E26).....	161
FIGURA 43 - RESÍDUOS, E SEUS RESPECTIVOS INTERVALOS DE CONFIANÇA, RESULTANTES DA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DOS 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 2 PARA O COMBUSTÍVEL E26 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS...	166
FIGURA 44 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 2 PARA O COMBUSTÍVEL E26 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	167
FIGURA 45 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 9, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 4 PARA O COMBUSTÍVEL E26 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	167
FIGURA 46 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 1, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 1 PARA O COMBUSTÍVEL E26 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	168
FIGURA 47 - RESÍDUOS, E SEUS RESPECTIVOS INTERVALOS DE CONFIANÇA, RESULTANTES DA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO, E JANELA 3 PARA O COMBUSTÍVEL E56 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS..	175
FIGURA 48 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 3 PARA O COMBUSTÍVEL E56 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	176
FIGURA 49 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 8, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 3 PARA O COMBUSTÍVEL E56 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	176
FIGURA 50 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 1, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 1 PARA O COMBUSTÍVEL E56 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	177
FIGURA 51 - RESÍDUOS, E SEUS RESPECTIVOS INTERVALOS DE CONFIANÇA, RESULTANTES DA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 3 PARA O COMBUSTÍVEL E70 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS...	184
FIGURA 52 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 3 PARA O COMBUSTÍVEL E70 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	184
FIGURA 53 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 6, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 3 PARA O COMBUSTÍVEL E70 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	185
FIGURA 54 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 1, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 1 PARA O COMBUSTÍVEL E70 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	186

FIGURA 55 - RESÍDUOS, E SEUS RESPECTIVOS INTERVALOS DE CONFIANÇA, RESULTANTES DA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 1 PARA O COMBUSTÍVEL E100 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	193
FIGURA 56 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 1 PARA O COMBUSTÍVEL E100 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	194
FIGURA 57 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 8, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 1 PARA O COMBUSTÍVEL E100 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	194
FIGURA 58 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 1, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 1 PARA O COMBUSTÍVEL E100 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	195
FIGURA 59 - RESÍDUOS, E SEUS RESPECTIVOS INTERVALOS DE CONFIANÇA, RESULTANTES DA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 4 PARA O CONJUNTO COM TODOS OS COMBUSTÍVEIS - ETOTAL EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS, INTERVALOS DAS AMOSTRAS: 0-60: E26; 61-120: E56; 121-180: E70; 181-240: E100.	207
FIGURA 60 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 4 PARA O CONJUNTO COM TODOS OS COMBUSTÍVEIS - ETOTAL EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	208
FIGURA 61 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 8, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 4 PARA O CONJUNTO COM TODOS OS COMBUSTÍVEIS - ETOTAL EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	208
FIGURA 62 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O MODELO 1, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 1 PARA O CONJUNTO COM TODOS OS COMBUSTÍVEIS - ETOTAL EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	209
FIGURA 63 - RESÍDUOS, E SEUS RESPECTIVOS INTERVALOS DE CONFIANÇA, RESULTANTES DA IDENTIFICAÇÃO DA FRAÇÃO MÁSSICA DE ETANOL UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 4 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS, INTERVALOS DAS AMOSTRAS: 0-60: E26; 61-120: E56; 121-180: E70; 181-240: E100.	220
FIGURA 64 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DA FRAÇÃO MÁSSICA DE ETANOL UTILIZANDO O MODELO 4, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 4 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	221
FIGURA 65 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DA FRAÇÃO MÁSSICA DE ETANOL UTILIZANDO O MODELO 8, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 4 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	222
FIGURA 66 - RESULTADOS OBTIDOS NA ESTIMAÇÃO DA FRAÇÃO MÁSSICA DE ETANOL UTILIZANDO O MODELO 1, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELA 4 EM CONDIÇÕES DE CARGAS COMBINADAS.	222

FIGURA D1 - INSTALAÇÃO DOS BRAÇOS E PRATOS NO DINAMÔMETRO.	291
FIGURA D2 - CORREÇÃO DAS DIFERENÇAS DE MASSAS ENTRE OS BRAÇOS E PRATOS INSTALADOS.	292
FIGURA D3 - VISOR DA BALANÇA DINAMOMÉTRICA COM O PONTEIRO NO ZERO DA ESCALA 1.	292
FIGURA D4 - TORQUE EM FUNÇÃO DA MASSA OBSERVADA NA BALANÇA DINAMOMÉTRICA (KG RED).	297
FIGURA D5 - FATOR DA POTÊNCIA EM FUNÇÃO DA MASSA OBSERVADA NA BALANÇA DINAMOMÉTRICA (KG RED).	298
FIGURA E1 - DIAGRAMA DO CONJUNTO CILINDRO-PISTÃO-BIELA DE UM MOTOR.	299
FIGURA E2 - VOLUMES QUE COMPÕE O VOLUME TOTAL DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.	300
FIGURA E3 - DIREÇÕES DOS DIÂMETROS MEDIDOS NOS CILINDROS.	301
FIGURA E4 - PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO DO DIÂMETRO DO CILINDRO.	301
FIGURA E5 - PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO DA ALTURA H_F	303
FIGURA E6 - ARRANJO MONTADO PARA MEDIR O VOLUME DA CAVIDADE DO CABEÇOTE.	308
FIGURA E7 - ARRANJO MONTADO PARA MEDIR O VOLUME V_{PIS}	311
FIGURA F1 - CIRCUITO DO SISTEMA DE CALIBRAÇÃO DO TRANSDUTOR DE TEMPERATURA NTC 4053.	315
FIGURA F2 - TENSÃO DE SAÍDA (V_s) EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA (γ).	317

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - PROPRIEDADES DA GASOLINA TÍPICA E DO ETANOL.....	45
TABELA 2 - EMISSÕES EVITADAS DE CO_2 UTILIZANDO O ETANOL COMO COMBUSTÍVEL.	46
TABELA 3 - DURAÇÃO DA COMBUSTÃO E AVANÇO DA CENTELHA PARA MISTURAS GASOLINA-ETANOL.	49
TABELA 4 - RELAÇÕES DE COMPRESSÃO ÓTIMAS EM FUNÇÃO DA PORCENTAGEM DE ETANOL NA GASOLINA.	49
TABELA 5 - REDUÇÕES NO CONSUMO ESPECÍFICO E NOS TEORES DE EMISSÕES UTILIZANDO MISTURA ETANOL-GASOLINA (50%).	52
TABELA 6 - RELAÇÃO DE COMPRESSÃO DOS 10 VEÍCULOS <i>FLEX FUEL</i> MAIS VENDIDOS NO BRASIL.	55
TABELA 7 - ARRANJO DOS DADOS OBSERVADOS EM UM EXPERIMENTO COM DOIS FATORES.	83
TABELA 8 - ANÁLISE DE VARIÂNCIA PARA UM PLANEJAMENTO COM DOIS FATORES.	86
TABELA 9 - EXEMPLO DE APLICAÇÃO DO MÉTODO <i>SME</i> E DO PROCEDIMENTO DE TUKEY NA PRESENÇA DE INTERAÇÃO ENTRE FATORES PRINCIPAIS (FATOR <i>A</i> E TIPO DE COMBUSTÍVEL).	89
TABELA 10 - ANÁLISE DE VARIÂNCIA PARA TESTAR A SIGNIFICÂNCIA NA REGRESSÃO MÚLTIPLA.	94
TABELA 11 - PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DO DINAMÔMETRO SHENCK, MODELO W260. ..	101
TABELA 12 - CARACTERÍSTICAS NOMINAIS DO MOTOR VW AT 1000 8 VÁLVULAS A ETANOL SEGUNDO VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA. (2003)	103
TABELA 13 - ABERTURA E FECHAMENTO DAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO E ESCAPE.	103
TABELA 14 - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO ANALISADOR DE GASES TM131 COM ANALISADOR OPCIONAL DE NO_x	104
TABELA 15 - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO TRANSDUTOR 8QP 500CA.	114
TABELA 16 - CARACTERÍSTICAS DO AMPLIFICADOR DE CARGA HICF CALIBRADO.	115
TABELA 17 - VARIÁVEIS COLETADAS POR MEIO DO VI DE AQUISIÇÃO DE DADOS	119
TABELA 18 - VARIÁVEIS MONITORADAS PELO SISTEMA RACEPRO-1Fi.....	122
TABELA 19 - RESUMO DO DELINEAMENTO DO EXPERIMENTO 1 EM CARGA PARCIAL (33% DE ABERTURA DA BORBOLETA DE ACELERAÇÃO). AS “OBSERVAÇÕES” SE REFEREM AOS DADOS DAS VARIÁVEIS DO MOTOR COLETADAS DURANTE O EXPERIMENTO.	124
TABELA 20- RESUMO DO DELINEAMENTO DO EXPERIMENTO 1 - WOT. AS “OBSERVAÇÕES” SE REFEREM AOS DADOS DAS VARIÁVEIS DO MOTOR COLETADAS DURANTE O EXPERIMENTO.	125

TABELA 21 - VARIÁVEIS COLETADAS DURANTE OS EXPERIMENTOS.	126
TABELA 22 - FRAÇÃO MÁSSICA DE ETANOL UTILIZADA NAS MISTURAS COMBUSTÍVEIS ENSAIADAS NOS EXPERIMENTO 1.....	133
TABELA 23 - RELAÇÃO DE COMPRESSÃO REFERENTE A CADA CILINDRO DO MOTOR.	138
TABELA 24 - PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS.	138
TABELA 25 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O COMBUSTÍVEL E26 (REGIME DE PLENA CARGA, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA).....	152
TABELA 26 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O COMBUSTÍVEL E26 (DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA)	154
TABELA 27 - COEFICIENTES INDIVIDUAIS DAS REGRESSÕES LINEARES MÚLTIPLAS DOS MODELOS QUE APRESENTARAM OS MENORES <i>RMS</i> PARA O COMBUSTÍVEL E26.	165
TABELA 28 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O COMBUSTÍVEL E56 (REGIME DE PLENA CARGA, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA).....	169
TABELA 29 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O COMBUSTÍVEL E56 (DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA)	171
TABELA 30 - COEFICIENTES INDIVIDUAIS DAS REGRESSÕES LINEARES MÚLTIPLAS DOS MODELOS QUE APRESENTARAM OS MENORES <i>RMS</i> PARA O COMBUSTÍVEL E56.	174
TABELA 31 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O COMBUSTÍVEL E70 (REGIME DE PLENA CARGA, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA).....	178
TABELA 32 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O COMBUSTÍVEL E70 (DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA)	180
TABELA 33 - COEFICIENTES INDIVIDUAIS DAS REGRESSÕES LINEARES MÚLTIPLAS DOS MODELOS QUE APRESENTARAM OS MENORES <i>RMS</i> PARA O COMBUSTÍVEL E70.....	183
TABELA 34 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O COMBUSTÍVEL E100 (REGIME DE PLENA CARGA, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA).....	187
TABELA 35 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO O COMBUSTÍVEL E100 (DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA)	189
TABELA 36 - COEFICIENTES INDIVIDUAIS DAS REGRESSÕES LINEARES MÚLTIPLAS DOS MODELOS QUE APRESENTARAM OS MENORES <i>RMS</i> PARA O COMBUSTÍVEL E100.....	192

TABELA 37 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO TODOS OS DADOS DOS COMBUSTÍVEIS EM ESTUDO ($E_{TOTAL} = E_{26}, E_{56}, E_{70}$ E E_{100} , REGIME DE PLENA CARGA, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA)	196
TABELA 38 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE ESTIMAÇÃO DO FATOR λ UTILIZANDO TODOS OS DADOS DOS COMBUSTÍVEIS EM ESTUDO ($E_{TOTAL} = E_{26}, E_{56}, E_{70}$ E E_{100} , DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4). (CONTINUA).....	198
TABELA 39 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DO MODELO 1 NA ESTIMATIVA DO FATOR λ ($E_{26}, E_{56}, E_{70}, E_{100}$ E E_{TOTAL} (TODOS OS COMBUSTÍVEIS JUNTOS), PLENA CARGA E DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E MELHOR JANELA). ..	200
TABELA 40 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DO MODELO 2 NA ESTIMATIVA DO FATOR λ ($E_{26}, E_{56}, E_{70}, E_{100}$ E E_{TOTAL} (TODOS OS COMBUSTÍVEIS JUNTOS), PLENA CARGA E DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E MELHOR JANELA). ..	201
TABELA 41 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DO MODELO 4 NA ESTIMATIVA DO FATOR λ ($E_{26}, E_{56}, E_{70}, E_{100}$ E E_{TOTAL} (TODOS OS COMBUSTÍVEIS JUNTOS), PLENA CARGA E DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E MELHOR JANELA). ..	202
TABELA 42 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DO MODELO 8 NA ESTIMATIVA DO FATOR λ ($E_{26}, E_{56}, E_{70}, E_{100}$ E E_{TOTAL} (TODOS OS COMBUSTÍVEIS JUNTOS), PLENA CARGA E DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E MELHOR JANELA). ..	204
TABELA 43 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DO MODELO 9 NA ESTIMATIVA DO FATOR λ ($E_{26}, E_{56}, E_{70}, E_{100}$ E E_{TOTAL} (TODOS OS COMBUSTÍVEIS JUNTOS), PLENA CARGA E DUAS CARGAS COMBINADAS, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E MELHOR JANELA). ..	204
TABELA 44 - COEFICIENTES INDIVIDUAIS DAS REGRESSÕES LINEARES MÚLTIPLAS DOS MODELOS QUE APRESENTARAM OS MENORES <i>RMS</i> PARA O CONJUNTO DE DADOS COM TODOS OS COMBUSTÍVEIS (E_{TOTAL}).	206
TABELA 45 - FRAÇÃO MÁSSICA DE ETANOL UTILIZADA NAS MISTURAS COMBUSTÍVEIS EM ESTUDO.....	210
TABELA 46 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE IDENTIFICAÇÃO DO TIPO DE COMBUSTÍVEL UTILIZANDO OS DADOS DE TODOS OS COMBUSTÍVEIS - E_{TOTAL} (REGIME DE PLENA CARGA, MBT, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4) (CONTINUA).	211
TABELA 47 - RESULTADOS ALCANÇADOS COM OS NOVE MODELOS DE IDENTIFICAÇÃO DO TIPO DE COMBUSTÍVEL UTILIZANDO OS DADOS DE TODOS OS COMBUSTÍVEIS - E_{TOTAL} (DUAS CARGAS COMBINADAS, MBT, MÉDIA DE 20 CICLOS DE PRESSÃO NO CILINDRO E JANELAS 1, 2, 3 E 4) (CONTINUA).	213
TABELA 48 - COEFICIENTES INDIVIDUAIS DAS REGRESSÕES LINEARES MÚLTIPLAS DOS MODELOS QUE APRESENTARAM OS MENORES <i>RMS</i> NA IDENTIFICAÇÃO DA FRAÇÃO MÁSSICA DE ETANOL.	219

TABELA A1 - DADOS COLETADOS DURANTE O EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	235
TABELA A2 - DADOS COLETADOS DURANTE O EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	236
TABELA A3 - DADOS COLETADOS DURANTE O EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, CARGA PARCIAL E MBT.	236
TABELA A4 - DADOS COLETADOS DURANTE O EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, CARGA PARCIAL E MBT.	237
TABELA A5 - ANOVA DA POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	237
TABELA A6 - VALORES DE POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	238
TABELA A7 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A POTÊNCIA CORRIGIDA DO EXPERIMENTO 1 (2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	239
TABELA A8 - ANOVA DA POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	240
TABELA A9 - VALORES DE POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	240
TABELA A10 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A POTÊNCIA CORRIGIDA DO EXPERIMENTO 1 (3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	241
TABELA A11 - ANOVA DA POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	242
TABELA A12 - VALORES DE CONSUMO HORÁRIO DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	242
TABELA A13 - VALORES DE CONSUMO ESPECÍFICO DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	243
TABELA A14 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A POTÊNCIA CORRIGIDA DO EXPERIMENTO 1 (2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	244
TABELA A15 - ANOVA DA POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR (EXPERIMENTO 1: 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	245
TABELA A16 - VALORES DE CONSUMO HORÁRIO DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	245

TABELA A17 - VALORES DE CONSUMO ESPECÍFICO DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT.....	246
TABELA A18 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A POTÊNCIA CORRIGIDA DO EXPERIMENTO 1 (3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	247
TABELA A19 - ANOVA DA EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	248
TABELA A20 - VALORES DE POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT.....	248
TABELA A21 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL DO EXPERIMENTO 1 (2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).....	249
TABELA A22 - ANOVA DA EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL (EXPERIMENTO 1: 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	250
TABELA A23 - VALORES DE POTÊNCIA CORRIGIDA DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT.....	250
TABELA A24 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL DO EXPERIMENTO 1 (3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).....	251
TABELA A25 - ANOVA DA EMISSÃO DE CO (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	252
TABELA A26 - VALORES DE EMISSÃO DE CO OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT.....	252
TABELA A27 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A EMISSÃO DE CO DO EXPERIMENTO 1 (2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	253
TABELA A28 - ANOVA DA EMISSÃO DE CO (EXPERIMENTO 1: 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	254
TABELA A29 - VALORES DE EMISSÃO DE CO OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT.....	254
TABELA A30 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE TUKEY PARA ANÁLISE DAS MÉDIAS DOS NÍVEIS DO FATOR λ , CONSIDERANDO OS DADOS DE EMISSÃO DE CO (EXPERIMENTO 1: 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).....	255
TABELA A31- ANOVA DA EMISSÃO DE HC DO MOTOR (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).....	255
TABELA A32 - VALORES DE EMISSÃO DE HC DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	256

TABELA A33 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE TUKEY PARA ANÁLISE DAS MÉDIAS DOS NÍVEIS DO FATOR Λ , CONSIDERANDO OS DADOS DE EMISSÃO DE HC (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	257
TABELA A34 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE TUKEY PARA ANÁLISE DAS MÉDIAS DOS NÍVEIS DO FATOR Λ , CONSIDERANDO OS DADOS DE EMISSÃO DE HC (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	258
TABELA A35 - ANOVA DA EMISSÃO DE HC DO MOTOR (EXPERIMENTO 1: 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	258
TABELA A36 - VALORES DE EMISSÃO DE HC DO MOTOR OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	259
TABELA A37 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A EMISSÃO DE HC DO EXPERIMENTO 1 (3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	260
TABELA A38 - ANOVA DA EMISSÃO DE CO ₂ (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	261
TABELA A39 - VALORES DE EMISSÃO DE CO ₂ OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	261
TABELA A40 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO PROCEDIMENTO DE TUKEY PARA ANÁLISE DAS MÉDIAS DOS NÍVEIS DO FATOR Λ , CONSIDERANDO OS DADOS DE EMISSÃO DE CO ₂ (EXPERIMENTO 1: 2000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	262
TABELA A41 - ANOVA DA EMISSÃO DE CO ₂ (EXPERIMENTO 1: 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	262
TABELA A42 - VALORES DE EMISSÃO DE CO ₂ OBTIDOS NO EXPERIMENTO 1 A 3000 RPM, PLENA CARGA E MBT.	263
TABELA A43 - RESUMO DOS RESULTADOS OBTIDOS COM A APLICAÇÃO DO MÉTODO SME - TUKEY PARA A EMISSÃO DE CO ₂ DO EXPERIMENTO 1 (3000 RPM, PLENA CARGA E MBT).	264
TABELA B1 - COMPOSIÇÃO EM MASSA DA GASOLINA TIPO C COM 20% DE ÁLCOOL ETÍLICO ANIDRO.	277
TABELA B2 - NÚMERO DE MOLES DE CADA COMPONENTE EM 1 KG DE GASOLINA TIPO C COM 20% DE ÁLCOOL ETÍLICO ANIDRO.	278
TABELA B3 - DENSIDADES DO ÁLCOOL ETÍLICO ANIDRO, DO OCTANO E DO UNDECANO.	279
TABELA B4 - PORCENTAGEM EM MASSA DE C ₁₁ H ₂₄ EM CADA TIPO DE COMBUSTÍVEL.	285
TABELA C1 - PODER CALORÍFICO SUPERIOR DOS COMBUSTÍVEIS E100, G100, E60G40 E E40G60.	288
TABELA C2 - MASSAS DE COMBUSTÍVEL (M _C).	288
TABELA C3 - MASSAS DE VAPOR D'ÁGUA (MV _{H2O}).	288

TABELA D1 - TORQUE E FATOR DA POTÊNCIA EM FUNÇÃO DA MASSA APLICADA NA BALANÇA DINAMOMÉTRICA (CONTINUA).....	294
TABELA E1 - DIÂMETROS (D_{CIL}) REFERENTES A CADA CILINDRO DO MOTOR.....	302
TABELA E2 - ALTURAS H_F REFERENTES A CADA CILINDRO DO MOTOR.....	304
TABELA E3 - ALTURAS TOTAIS ($H_F + C_{PIS}$) REFERENTES A CADA CILINDRO DO MOTOR.	305
TABELA E4 - VALORES OBTIDOS DOS CURSOS DOS PISTÕES (C_{PIS}).....	306
TABELA E5 - VALORES OBTIDOS DOS VOLUMES DOS CILINDROS (V_C).....	307
TABELA E6 - VOLUMES DAS CAVIDADES DO CABEÇOTE REFERENTES A CADA CILINDRO DO MOTOR.....	308
TABELA E7 - ESPESSURAS DA JUNTA DO CABEÇOTE (H_J) REFERENTES A CADA CILINDRO DO MOTOR.....	309
TABELA E8 - VALORES OBTIDOS DOS VOLUMES DA JUNTA DO CABEÇOTE (V_{JUNTA}).....	310
TABELA E9 - VOLUMES DAS CAVIDADES (PISTÃO E FOLGAS) REFERENTES A CADA CILINDRO DO MOTOR.....	312
TABELA E10 - VALORES OBTIDOS DOS VOLUMES DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO (V_{CC}).	312
TABELA E11 - VALORES OBTIDOS DOS VOLUMES TOTAIS (V_{TOTAL}).....	313
TABELA E12 - VALORES OBTIDOS DAS TAXAS DE COMPRESSÃO DO MOTOR (T_R).....	314
TABELA F1 - TENSÕES DE SAÍDA (+ V_S) EM FUNÇÃO DAS TEMPERATURAS ATRIBUÍDAS AO ELEMENTO SENSOR DO TRANSDUTOR NTC 4053.	316
TABELA F2 - VALORES DE V_{REF} E R_I OBTIDOS DURANTE AS TRÊS REPETIÇÕES DA MEDIÇÃO DE V_S	317
TABELA G1 - PROCEDIMENTOS PRELIMINARES ADOTADOS NA SALA DE ENSAIOS.....	319
TABELA G2 - PROCEDIMENTOS PRELIMINARES ADOTADOS NA SALA DE MONITORAMENTO.	319

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A/C	Relação ar-combustível
AEAC	Álcool etílico anidro carburante
AEHC	Álcool etílico hidratado carburante
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
APC	Ângulo da árvore de manivelas em que ocorre o pico de pressão no cilindro
APMI	Antes do ponto morto inferior
APMS	Antes do ponto morto superior
CC	Corrente contínua
CI	Circuito integrado
CONAMA	Conselho Nacional de Meio Ambiente
DP	Diferença de pressão
DPMS	Depois do ponto morto superior
E26	Gasolina brasileira tipo C (25% em volume de AEAC)
E56	Mistura combustível com etanol (55,78% em massa) e E26
E70	Mistura combustível com etanol (70,52% em massa) e E26
E100	Etanol (100% de AEHC)
INPM	Instituto Nacional de Pesos e Medidas
IPI	Imposto sobre produtos industrializados
KS	<i>Knock</i> sensor (sensor de detonação)
MBT	<i>Maximum Brake Torque Timing</i> (Mínimo avanço da centelha para melhor torque)
PC	Pico de pressão no cilindro
PFC	Parâmetro de fase da combustão
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do ar por Veículos Automotores
QME	Quadrado médio dos erros
QMR	Quadrado médio da regressão
RAC	Relação ar-combustível
RBF	<i>Radial Basis Function</i> (função de base radial)
RGE	Recirculação de gases de exaustão

RPS	Rotações por segundo
RPM	Rotações por minuto
SAFR	Relação ar-combustível estequiométrica
SGTP	Sistema de gerenciamento da razão de pressões
SME	Efeitos simples principais
SQE	Soma dos quadrados dos erros
SQT	Soma dos quadrados total
SQX	Soma dos quadrados dos desvios das médias das variáveis X
SQY	Soma dos quadrados dos desvios das médias das variáveis Y
TA	Temperatura do ar tomada no coletor de admissão
TE	Temperatura dos gases tomada no coletor de exaustão
TI	Tempo de injeção de combustível
TP	Razão de pressões
TRMP	Tempo relativo médio de processamento
UCE	Unidade de controle eletrônico
VAA	Válvula de admissão aberta
VAF	Válvula de admissão fechada
VEA	Válvula de exaustão aberta
VEF	Válvula de exaustão fechada
VI	Instrumento virtual

LISTA DE SÍMBOLOS

A	fator de interesse
A_{acio}	área sob a curva de pressão de acionamento
AV	avanço do ponto da centelha
a	raio da árvore de manivelas, coeficiente
aG	estimativa das condições básicas da carga admitida no motor
B	diâmetro da árvore de manivelas
b	nível de um fator de interesse
COV_{pmi}	coeficiente de variação da pressão média indicada
c_p	calor específico à pressão constante
c_v	calor específico a volume constante
C	carbono
CC	corrente contínua
C_{esp}	consumo específico de combustível
C_{hor}	consumo horário de combustível
CO	monóxido de carbono
CO_2	dióxido de carbono
C_p	capacitância em [F]
C_{PIS}	curso do pistão entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior
C_2H_5OH	etanol
C_8H_{18}	octano (gasolina típica)
$C_{11}H_{24}$	undecano (gasolina Tipo A)
dp	desvio percentual
D_{CIL}	diâmetro do cilindro
F	estatística de teste, valor crítico (distribuição F)
F_c	frequência de corte em [Hz]
G	ganho do sensor de pressão
G_m	peso molecular
h_f	distância entre o topo do pistão e a face superior do bloco do motor
h_j	altura da junta do cabeçote
H	hidrogênio
HC	hidrocarbonetos não queimados
H_i	hipótese alternativa

H_0	hipótese nula
H_2O	água
i	número de cilindro do motor, índice
IAD	índice de anti-detonação
I_0	momento de ordem zero centrado numa referência arbitrária
I_1	momento de primeira ordem centrado numa referência arbitrária
I_2	momento de segunda ordem centrado numa referência arbitrária
I_3	momento de terceira ordem centrado numa referência arbitrária
k'	coeficiente politrópico
k	número de regressores
l	comprimento da biela
L	distância entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior
m	massa
M_n	momento de ordem n
MTX_n	momento de ordem n aplicado à curva do método de razão de pressões
M_0	momento de ordem zero
M_1	momento primeira ordem
M_2	momento de segunda ordem
M_3	momento de terceira ordem
n	número de elementos, ou observações
n_m	número de moles, rendimento mecânico
$n_{\lambda, \text{norm}}$	coeficiente de ar normalizado
N	rotação do motor
NO	óxido nítrico
NO_x	óxido de nitrogênio
N_2	nitrogênio
O_2	oxigênio
P	pressão no cilindro
P_{ab}	pressão absoluta
PC	pico de pressão no cilindro
P_{col}	pressão no coletor de admissão
P_e	potência efetiva
P_{ec}	potência efetiva corrigida
P_{erro}	erro sistemático do sensor de pressão no cilindro

P_i	potência indicada
p_b	pressão barométrica
p_s	pressão de ar seco
p_{mi}	pressão média indicada
Q	estatística de teste (distribuição Q)
Q_{total}	calor liberado
r	coeficiente de correlação
r^2	coeficiente de determinação múltipla
R	constante universal dos gases na base mássica
$\bar{R}$	constante universal dos gases na base molar
R_s	resistência em $[\Omega]$
R_v	relação entre o comprimento da biela e o raio do virabrequim
R^2	coeficiente de determinação múltipla ajustado
rms	<i>root mean square error</i>
s	distância
$SICOI$	carboneto de silicone sobre um isolador
SOI	silicone sobre um isolador
T	temperatura
TA	temperatura do ar
T_{aq}	tempo de aquisição
TE	temperatura dos gases de exaustão
T_c	relação de compressão
TI	tempo de injeção de combustível
Tor_i	torque indicado
$Tor_{i \text{ ótimo}}$	torque indicado ótimo
TP	razão de pressões
T_1	temperatura no cilindro antes da combustão
T_r	relação de compressão
t_s	temperatura de bulbo seco
t_u	temperatura de bulbo úmido
u	erro
u_c	incerteza padrão combinada
V	volume total do cilindro, tensão elétrica

V_b	tensão elétrica de alimentação
V_c	volume do cilindro
V_{cab}	volume da cavidade do cabeçote
V_{cc}	volume da câmara de combustão
V_d	volume deslocado pelo cilindro
V_{junta}	volume da junta do cabeçote
V_{pis}	volume composto do pistão
V_s	tensão elétrica de saída
V_{total}	volume da câmara de combustão mais o volume do cilindro
V_I	volume no cilindro antes da combustão
W_i	trabalho durante os quatro tempos do ciclo de operação do motor
$\bar{X}$	média amostral da variável X
x	regressor
Y	variável dependente
y	eixo de referência, variável estimada
α	nível de significância
β	coeficiente de regressão
η	eficiência de conversão de combustível
θ	ângulo da árvore de manivelas
λ	coeficiente de excesso de ar
σ	desvio padrão
σ^2	variância amostral
σ_{pmi}	desvio padrão da pressão média indicada
τ	número de tempos do motor
φ	ângulo da árvore de manivelas em que ocorre o ponto da centelha
$\emptyset$	razão equivalente
ψ	índices, 1, 2, ..., ψ
ω	fator de correção da potência efetiva, estatística de teste

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	33
1.1	PREÂMBULO	33
1.2	OBJETIVOS	34
1.3	DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS	35
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	37
2.1	PARÂMETROS FUNDAMENTAIS DO MOTOR CICLO OTTO	37
2.1.1	Volume do cilindro	37
2.1.2	Pressão média indicada	39
2.1.3	Pressão média efetiva	39
2.1.4	Rendimento mecânico	42
2.1.5	Coefficiente de variação da pressão média indicada	42
2.1.6	Calor liberado durante a combustão.....	42
2.1.7	Consumo específico	43
2.1.8	Eficiência na conversão de combustível	43
2.1.9	Fator λ e razão equivalente	43
2.1.10	Avanço do ponto da centelha	44
2.2	PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DOS COMBUSTÍVEIS GASOLINA E ETANOL	44
2.3	MISTURAS DE ETANOL E GASOLINA COMO COMBUSTÍVEIS EM MOTORES OTTO.....	46
2.4	SISTEMAS DE CONTROLE ELETRÔNICO DE MOTORES BICOMBUSTÍVEL	52
2.5	TRAÇO DA PRESSÃO NO CILINDRO	55
2.6	TECNOLOGIA DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO NO CILINDRO	60
2.6.1	Estimativa do erro sistemático e do drift do sinal dos transdutores de pressão no cilindro	63
2.7	ESTADO DA ARTE DA UTILIZAÇÃO DA PRESSÃO NO CILINDRO NOS SISTEMAS ELETRÔNICOS DE CONTROLE DE MOTORES OTTO.....	65
2.8	MOMENTOS ESTATÍSTICOS	69
2.9	ESTADO DA ARTE DOS MÉTODOS PARA ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL QUE UTILIZAM A PRESSÃO NO CILINDRO	71
2.9.1	Método dos momentos.....	72
2.9.2	Método da razão de pressões.....	75
2.9.3	Método do peso molecular.....	77
2.9.4	Método do calor liberado	79

2.9.5	Método do torque indicado	80
2.9.6	Análise comparativa dos métodos de estimação apresentados	80
2.10	CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA ESTATÍSTICA E TÉCNICAS ESTATÍSTICAS DE ANÁLISE RELEVANTES AO PRESENTE TRABALHO	81
2.10.1	Variáveis aleatórias	81
2.10.2	Medidas de posição e dispersão	82
2.10.3	Análise de variância ou ANOVA	82
2.10.4	Procedimento de Tukey	87
2.10.5	Método dos efeitos simples principais (SME)	87
2.10.6	Regressões lineares	89
2.10.7	Regressão linear simples	90
2.10.8	Análise dos modelos de regressão linear múltipla	93
2.10.9	Raiz quadrada do erro quadrático médio	95
3	MATERIAIS E MÉTODOS	97
3.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA DINAMOMÉTRICA.....	97
3.1.1	Características dos principais componentes da bancada dinamométrica.....	101
3.1.2	Sistema de aquisição de dados	119
3.2	DELINEAMENTO DOS EXPERIMENTOS E MÉTODOS UTILIZADOS	123
3.2.1	Delineamento dos experimentos.....	123
3.2.2	Variáveis obtidas nos experimentos	125
3.2.3	Obtenção das misturas de combustíveis	126
3.2.4	Procedimentos adotados durante os experimentos.....	127
3.2.5	Cálculo das variáveis de desempenho do motor.....	128
3.2.6	Análise dos dados coletados no experimento 1	129
3.2.7	Obtenção e análise dos modelos estatísticos de estimação do fator λ e de identificação do tipo de combustível	131
4	RESULTADOS ALCANÇADOS.....	137
4.1	ANÁLISE DOS EXPERIMENTOS	137
4.1.1	Resultados do experimento para obtenção da relação de compressão do motor VW AT1000 8V.....	137
4.1.2	Resultados dos cálculos para obtenção da relação ar-combustível e do poder calorífico inferior para cada tipo de combustível utilizado nos experimentos	138

4.1.3	Análise do desempenho do motor VW AT1000 8V operando com E100, E70, E56 e E26.....	138
4.1.4	Análise das emissões do motor VW AT1000 8V operando com E100, E70, E56 e E26 ..	144
4.1.5	Síntese dos resultados experimentais e discussões relativas ao desempenho geral do motor operando com diferentes misturas de etanol e gasolina	149
4.2	ANÁLISE DOS MODELOS OBTIDOS PARA ESTIMAÇÃO DO FATOR LAMBDA	151
4.2.1	Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando o combustível E26 ...	151
4.2.2	Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando o combustível E56 ...	168
4.2.3	Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando o combustível E70 ...	177
4.2.4	Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando o combustível E100..	186
4.2.5	Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando todos os combustíveis em estudo (E26, E56, E70 e E100)	195
4.3	ANÁLISE DOS MODELOS OBTIDOS PARA IDENTIFICAÇÃO DO TIPO DE COMBUSTÍVEL	209
4.3.1	Modelo 2	214
4.3.2	Modelo 3	215
4.3.3	Modelo 4	215
4.3.4	Modelo 5	216
4.3.5	Modelo 6	216
4.3.6	Modelo 7	217
4.3.7	Modelo 8	217
4.3.8	Modelo 9	217
5	CONCLUSÕES	223
5.1	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	225
	REFERÊNCIAS.....	227
	APÊNDICE A - DADOS COLETADOS NO EXPERIMENTOS 1 E ALGORITMOS DESENVOLVIDOS NO PRESENTE TRABALHO	235
	APÊNDICE B - RELAÇÕES AR-COMBUSTÍVEL E CÁLCULO DA PORCENTAGEM EM MASSA DE GASOLINA TIPO A EM CADA TIPO DE COMBUSTÍVEL	277
	APÊNDICE C - CÁLCULO DO PODER CALORÍFICO INFERIOR	287
	APÊNDICE D - CALIBRAÇÃO DO DINAMÔMETRO	291

APÊNDICE E - OBTENÇÃO DA RELAÇÃO DE COMPRESSÃO DO MOTOR VW AT 1000 8V	299
APÊNDICE F - CALIBRAÇÃO DO TRANSDUTOR DE TEMPERATURA DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO.....	315
APÊNDICE G - PROCEDIMENTOS ADOTADOS PARA PRESERVAR OS EQUIPAMENTOS DA BANCADA DINAMOMÉTRICA.....	319
ANEXO A - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO AMPLIFICADOR OPERACIONAL LM224A	321
ANEXO B - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO AMPLIFICADOR PARA TERMOPARES AD595AQ.....	325
ANEXO C - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO MPXH6115AC6T1 E MPX4250GP.....	327
ANEXO D - TABELA PARA O PROCEDIMENTO DE TUKEY	333

1 INTRODUÇÃO

1.1 PREÂMBULO

Os veículos flexíveis, ou veículos *flex fuel*, apresentam como característica a capacidade de funcionar com etanol, gasolina ou misturas destes combustíveis. A tecnologia *flex fuel* foi introduzida no Brasil em meados do ano 2003 e alcançou em 2014 a marca de 88,2% do mercado nacional de veículos (ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES, 2014).

A relação de compressão dos motores de 4 tempos usados nos veículos flexíveis elevou-se desde o seu surgimento, alcançando valores médios de 12,33:1, intensificando as pesquisas sobre os benefícios proporcionados ao desempenho, às emissões de gases poluentes e à redução do consumo de combustível. Apesar da elevação da relação de compressão nos veículos comerciais, as investigações mais recentes sobre os seus benefícios nos motores *flex fuel* ainda se limitam a faixa entre 10:1 e 12:1, de acordo com Costa e Sodré (2011).

O desenvolvimento da tecnologia *flex fuel* surgiu com a possibilidade de identificação do tipo de combustível fornecido ao motor do veículo. Teixeira (2005) ressalta que esta tecnologia só se tornou competitiva para aplicação no mercado brasileiro após o desenvolvimento de um sensor lógico (*software*) capaz de identificar o tipo de combustível por meio do sinal do sensor de oxigênio (sonda lambda). Ahn et al. (2010) verificaram que os erros acumulados na identificação do tipo de combustível ao se utilizar o sinal do sensor de oxigênio são elevados em relação a métodos baseados no sinal do transdutor de pressão dentro do cilindro do motor.

Desde o surgimento dos veículos flexíveis, as investigações sobre a utilização do sinal de transdutores de pressão dentro do cilindro do motor tomaram um novo impulso, buscando principalmente a identificação do tipo de combustível, a estimação mais rápida e precisa de variáveis do motor, como a relação ar-combustível, e o diagnóstico a bordo.

Existem diversos métodos de estimação de variáveis do motor baseados na pressão no cilindro que ainda não foram investigados quanto à sua adequação à tecnologia *flex fuel*. Dentre estes métodos, podem-se destacar os métodos dos Momentos e da Razão de Pressões utilizados para estimar a relação ar-combustível, conforme relatados por Powell (1993). Neste contexto, o presente estudo pretende investigar a capacidade dos métodos dos Momentos e da Razão de pressões na identificação do tipo de combustível e da relação ar-combustível em um

motor 4 tempos com relação de compressão de 13,44:1, alimentado com etanol, gasolina brasileira e misturas destes combustíveis.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal do presente trabalho é a investigação sobre a estimação da relação ar-combustível e a detecção do tipo de combustível utilizando o sinal da pressão no cilindro em um motor Otto alimentado com etanol, gasolina e mistura destes combustíveis.

Os objetivos específicos desta pesquisa são:

- I. Analisar estatisticamente o desempenho (potência, consumo específico e eficiência de conversão de combustível) e as emissões de gases poluentes (CO, CO₂ e HC), confrontando os resultados obtidos com a literatura, a partir dos dados coletados em plena carga de um motor 4 tempos automotivo comercial, originalmente projetado para operar com etanol, com relação de compressão de 13,44:1, operando com etanol, gasolina brasileira tipo C e misturas destes combustíveis;
- II. investigar se o modelo baseado no Método dos Momentos, proposto originalmente por Gilkey e Powell (1985), é capaz de estimar o fator λ a partir dos dados da pressão no cilindro para cada um dos combustíveis testados;
- III. verificar se o modelo de estimação do fator λ baseado no Método dos Momentos, proposto originalmente por Gilkey e Powell (1985), é sensível à variação da composição da mistura combustível quando obtido por um conjunto de dados composto por todos os combustíveis em estudo;
- IV. verificar se o modelo baseado no Método dos Momentos, proposto originalmente por Gilkey e Powell (1985), é capaz de identificar o tipo de combustível a partir dos dados da pressão no cilindro;
- V. propor modelos originais de estimação do fator λ e de identificação do tipo de combustível incluindo variáveis do motor a partir do modelo proposto originalmente por Gilkey e Powell (1985);
- VI. verificar se os modelos propostos para estimação do fator λ são sensível à variação da composição da mistura combustível;
- VII. investigar se a aplicação do Método dos Momentos nas curvas geradas pelo Método das Razões de Pressão, proposto originalmente por Gassenfeit e Powell

(1989), é capaz de gerar modelos de estimação do fator λ , se estes modelos são sensíveis à variação da composição da mistura combustível, e de gerar modelos de identificação do tipo de combustível.

1.3 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS

Esta tese está organizada da seguinte maneira: o Capítulo 1 apresenta a introdução e os objetivos a serem alcançadas nesta pesquisa; o Capítulo 2 trata dos conceitos fundamentais e das pesquisas de interesse realizadas anteriormente; o Capítulo 3 relata todos os materiais e procedimentos utilizados no desenvolvimento deste estudo; o Capítulo 4 aborda os resultados alcançados e o Capítulo 5 versa sobre as conclusões do presente estudo e de apontamentos para pesquisas futuras.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os estudos relevantes para a elaboração do presente trabalho.

2.1 PARÂMETROS FUNDAMENTAIS DO MOTOR CICLO OTTO

Nesta seção serão apresentados os parâmetros e conceitos necessários para o desenvolvimento do presente trabalho e para o entendimento de alguns estudos encontrados na revisão bibliográfica.

2.1.1 Volume do cilindro

Segundo Heywood (1988), a partir da geometria básica de um motor pode-se obter o volume do cilindro como uma função da posição angular da árvore de manivelas.

A Figura 1, segundo Tunestal (2000), mostra a geometria básica de um motor ciclo Otto, em que B é o diâmetro do cilindro, L é a distância entre o PMS (ponto morto superior) e o PMI (ponto morto inferior) ou, também, definido como o comprimento do percurso do pistão durante um tempo do ciclo de operação, a é o raio da árvore de manivelas, V_c é o volume da câmara de combustão, θ é o ângulo da árvore de manivelas, y é o eixo de referência em que ocorre o deslocamento do pistão, l é o comprimento da biela e s é a distância entre centro do eixo da árvore de manivelas e o centro do pino munhão, na articulação de conexão entre a biela e o pistão.

Figura 1 - Geometria básica de um motor ciclo Otto.

Fonte: Tunestal (2000).

As equações (1) e (2), encontradas em Heywood (1988), representam, respectivamente, a relação de compressão, T_r , e a relação entre o comprimento da biela e o raio da árvore de manivelas, R_v , em que V_d é o volume deslocado pelo pistão. A partir destas equações é possível obter o volume do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas, como mostra a equação (3). Esta equação pode ser aproximada pela equação (4), considerando que o valor de $\sin^2 \theta$ é muito pequeno em relação a R_v^2 e, portanto, pode ser desprezado.

$$T_r = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (1)$$

$$R_v = \frac{l}{a} \quad (2)$$

$$V = V_c \left\{ 1 + 0,5(T_r - 1) \left[R_v + 1 - \cos \theta - \sqrt{R_v^2 - \sin^2 \theta} \right] \right\} \quad (3)$$

$$V = V_c [1 + 0,5(T_r - 1)(1 - \cos \theta)] \quad (4)$$

2.1.2 Pressão média indicada

Obert (1950) define pressão média indicada como a pressão hipoteticamente constante que seria necessária, dentro do cilindro, durante o curso de expansão para desenvolver uma potência equivalente à potência indicada.

A pressão média indicada (p_{mi}), segundo Tunestal et al. (1999), é representada pela equação (5), em que W_i é o trabalho durante os quatro tempos do ciclo de operação e p é a pressão no cilindro. As unidades estão no Sistema Internacional de Unidades (SI).

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_d} = \frac{\oint p dV}{V_d} \quad [Pa] \quad (5)$$

2.1.3 Pressão média efetiva

Analogamente, a potência média efetiva, segundo Obert (1950), é a pressão hipoteticamente constante que seria necessária, dentro do cilindro, durante o tempo de expansão para desenvolver uma potência equivalente à potência no eixo (potência medida em um dinamômetro).

2.1.3.1 Potência efetiva

De acordo com Obert (1950), potência efetiva é a potência no eixo do motor (medida em um dinamômetro).

2.1.3.2 Potência indicada

Segundo Obert (1950), potência indicada é a potência total desenvolvida dentro do cilindro. Essa potência é obtida pelo ciclo indicado, que é representado pelo diagrama de pressão versus volume de um motor de ignição por centelha.

De acordo com Martins (2006), a Figura 2 apresenta o ciclo indicado de um motor de ignição por centelha, na qual a área representada por “bombagem” corresponde à região em que o motor trabalha como uma bomba de vácuo para fornecer aos cilindros uma mistura à baixa pressão e a área representada por “inerente” corresponde à região em que o motor produz trabalho.

Figura 2 - Ciclo indicado de um motor de ignição por centelha.
Fonte: Martins (2006).

A potência indicada (P_i), no SI, é dada pela equação (6), em que τ é o número de tempos do motor (motor ciclo Otto quatro tempos: $\tau = 4$), p_{mi} é a pressão média indicada calculada de acordo com a equação (5), V_d é o volume deslocado pelo movimento do pistão dentro do cilindro, i é o número de cilindros do motor e N é o número de revoluções do motor na unidade de tempo.

$$P_i = \frac{2}{\tau} p_{mi} * i * V_d * N \quad [W] \quad (6)$$

2.1.3.3 Potência corrigida

Segundo Martins (2006), a pressão barométrica, a umidade do ar e a temperatura ambiente afetam significativamente a potência efetiva dos motores. Fatores de correção devem ser utilizados para comparar as medições de motores que foram ensaiados em condições diferentes.

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) regulamenta a correção da potência efetiva dos motores ciclo Otto e ciclo Diesel por meio da norma NBR ISO 1585.

A potência efetiva corrigida para os motores ciclo Otto é apresentada pela equação (7).

$$P_{ec} = \omega P_e \quad (7)$$

em que:

P_{ec} = potência corrigida;

ω = fator de correção, e

P_e = potência efetiva.

As condições atmosféricas do ensaio devem respeitar alguns limites para a temperatura de bulbo seco e para a pressão de ar seco, como mostra a equação (8). A pressão de ar seco é baseada em uma pressão total de 100 kPa e uma pressão de vapor de 1 kPa.

$$\begin{aligned} 288k &\leq T \leq 308k \\ 80kPa &\leq p_s \leq 110kPa \end{aligned} \quad (8)$$

em que:

p_s = pressão do ar seco em [kPa], no local do ensaio, e

T = temperatura absoluta em [K], na entrada do motor.

O fator de correção, ω , para os motores ciclo Otto é representado pela equação (9).

$$\omega = \left(\frac{99}{p_s} \right)^{1,2} \left(\frac{T}{298} \right)^{0,6} \quad (9)$$

O fator ω só é válido dentro dos limites estabelecidos pela equação (10), e impostas pelas relações estabelecidas em (8).

$$0,93 \leq \omega \leq 1,07 \quad (10)$$

Se estes limites forem excedidos, o valor da potência corrigida deve ser informado em conjunto com as condições de temperatura e pressão do ensaio.

A pressão de ar seco é obtida pela subtração da pressão de vapor d'água da pressão barométrica, como mostra a equação (11).

$$p_s = p_b - \frac{1}{7,5} \left[e^{\left(\frac{21,106 - \frac{5345,5}{tu+273}}{1} \right)} - 0,49(ts - tu) \frac{p_b}{100} \right] \quad (11)$$

em que:

p_b = pressão barométrica em [kPa];

tu = temperatura de bulbo úmido em [°C], e

ts = temperatura de bulbo seco em [°C].

2.1.4 Rendimento mecânico

Segundo Obert (1950), rendimento mecânico, η_m , é a razão entre a potência efetiva e a potência indicada, como mostra a equação (12).

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (12)$$

2.1.5 Coeficiente de variação da pressão média indicada

O coeficiente de variação da pressão média indicada ($cov\ pmi$), de acordo com Tunestal et al. (1999), é a relação entre o desvio padrão da pressão média indicada (σ_{pmi}) e a própria pmi , como mostra a equação (13).

$$cov\ pmi = \frac{\sigma_{pmi}}{pmi} \quad (13)$$

2.1.6 Calor liberado durante a combustão

Os equacionamentos apresentados por Tunestal (2000) permitem calcular o calor liberado (Q_{total}) durante a combustão. Estas equações desprezam as perdas de calor para as paredes dos cilindros e os efeitos de fendas (perdas de calor ocasionadas pelo escoamento de uma fração dos gases produzidos durante a combustão pelas frestas entre o pistão, cilindro e anéis, assim como entre o bloco do motor e o cabeçote, etc.). O calor liberado pode ser escrito de acordo com a equação (14).

$$\partial Q_{total} = \frac{c_v}{R} V dp + \frac{c_p}{R} p dV \quad (14)$$

em que:

c_v = calor específico a volume constante;

c_p = calor específico à pressão constante;

R = constante universal dos gases em base mássica;

p = pressão no cilindro, e

V = volume total dos cilindros do motor.

2.1.7 Consumo específico

O consumo específico (C_{esp}), de acordo com Heywood (1988), é calculado dividindo-se consumo horário pela potência efetiva do motor, como mostra a equação (15).

$$C_{esp} = \frac{C_{hor}}{Potência} \quad [g / kWh] \quad (15)$$

é comum, no cotidiano, adotarem-se as seguintes unidades: $[C_{esp}] = g/kWh$, $[C_{hor}] = g/h$ e $[P_e] = kW$.

2.1.8 Eficiência na conversão de combustível

A eficiência na conversão de combustível, η , de acordo com Heywood (1988), é a definição de eficiência do motor mais utilizada porque emprega grandezas facilmente medidas para definir a energia usada do combustível suprida para o motor. É representada pela equação (16), em que C_{esp} é o consumo específico de combustível em $[g/kWh]$ e PCI é o poder calorífico inferior do combustível em $[MJ/kg]$.

$$\eta = \frac{3600}{C_{esp} \cdot PCI} \quad (16)$$

Segundo Heywood (1988), a eficiência na conversão de combustível quantifica mais precisamente a eficiência do motor diferindo das eficiências térmica e da combustão.

2.1.9 Fator λ e razão equivalente

O coeficiente de excesso de ar (λ), ou fator λ , e a razão equivalente (ϕ) detectam a proximidade da razão ar-combustível da mistura do valor estequiométrico.

As equações (17) e (18), adaptadas a partir de Heywood (1988) e Ribbens (1993), representam λ e ϕ , respectivamente, em que a mistura ar-combustível estequiométrica é a quantidade de ar teoricamente necessária e suficiente para oxidar toda a massa de combustível. O oxigênio presente no ar é o responsável pela oxidação do combustível.

$$\lambda = \frac{\text{mistura ar - combustível utilizada}}{\text{mistura ar - combustível estequiométrica}} \quad (17)$$

$$\phi = \frac{\text{mistura combustível} - \text{ar utilizada}}{\text{mistura combustível} - \text{ar estequiométrica}} \quad (18)$$

Dependendo dos valores de λ e ϕ , a mistura será classificada em rica (mistura ar-combustível deficiente de ar, quando $\lambda < 1,0$ ou $\phi > 1$), pobre (mistura ar-combustível com excesso de ar, quando $\lambda > 1$ ou $\phi < 1$) e quimicamente correta (quando $\lambda = 1,0$ ou $\phi = 1,0$).

2.1.10 Avanço do ponto da centelha

Segundo Heywood (1988), existe, para uma dada mistura ar-combustível dentro do cilindro numa dada condição de operação do motor, um avanço do ponto da centelha ótimo em relação ao PMS do seu respectivo cilindro, que resulta no máximo torque. Se este avanço do ponto da centelha estiver relativamente adiantado ou atrasado em relação ao ângulo medido no eixo de giro da árvore de manivelas, o torque será reduzido.

A ocorrência de *knocking*, de acordo com Heywood (1988), pode ser provocada pelo avanço da centelha para um muito distante do PMS.

Os sistemas de gerenciamento eletrônico de motores utilizam valores de avanço do ponto da centelha, obtidos durante os procedimentos de calibração do motor, para obter os torques máximos, corrigidos em função da ocorrência de *knocking* e emissões de gases poluentes, em especial os hidrocarbonetos não queimados (*HC*).

2.2 PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DOS COMBUSTÍVEIS GASOLINA E ETANOL

Nesta seção serão apresentadas as características do etanol e da gasolina que são os combustíveis de interesse do presente trabalho.

A Tabela 1 apresenta as propriedades físico-químicas do etanol e da gasolina, de acordo com Celik (2008).

No presente trabalho, optou-se por calcular a composição química da gasolina a partir dos dados apresentados por Samaniego (2007). A aproximação da gasolina tipo A pelo isooctano (2,2,4 - trimetilpentano) (Tabela 1) difere bastante da composição calculada neste estudo, apresentada no Apêndice B, e que equivale ao undecano ($C_{11}H_{24}$).

Tabela 1 - Propriedades da gasolina típica e do etanol.

Combustível	Gasolina	Etanol
	C_8H_{18}	C_2H_5OH
Fórmula química	(aproximada)	
Relação C/H	0,445	0,333
Massa molecular [kg/mol]	114,18	46,07
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	44	26,9
Relação A/C estequiométrica	14,6	9
Temperatura de autoignição [°C]	257	425
Calor latente de vaporização [kJ/kg]	305	840
Octanagem (RON)	88 - 100	108,6
Octanagem (MON)	80 - 90	89,7
Ponto de congelamento [°C]	-40	-114
Ponto de ebulição [°C]	27 - 225	78
Massa específica [kg/m ³]	765	785

Fonte: Celik (2008).

O etanol da Tabela 1 refere-se ao álcool etílico anidro carburante (AEAC).

Bayraktar (2005) afirma que o etanol é um combustível parcialmente oxidado porque contém um átomo de oxigênio em sua molécula, como pode ser visto na Tabela 1. Por esta razão, o etanol tem poder calorífico e relação ar-combustível menores do que a gasolina. Em relação à gasolina mais combustível será necessário para obter a mesma potência ou torque quando etanol ou misturas etanol-gasolina são usadas.

De acordo com Celik (2008), o alto calor de vaporização do etanol, em relação à gasolina, reduz o pico de temperatura dentro do cilindro e as emissões de NO_x . Este alto calor de vaporização pode prover um resfriamento da carga ar-combustível na entrada do motor aumentando a densidade da mistura, fazendo que relativamente maior massa de ar-combustível entre no motor.

Celik (2008) afirma que as características antidetonantes e o alto calor de vaporização do etanol permitem aos motores Otto trabalharem com relações de compressão relativamente maiores.

Devido à menor quantidade de átomos de carbono em sua molécula - relação C/H - Celik (2008) aponta uma redução das emissões de CO_2 quando se utiliza etanol como combustível.

Macedo, Seabra e Silva (2008) estudaram os efeitos do uso de etanol nas emissões de CO_2 . Os resultados mostraram que o etanol, produzido a partir da cana-de-açúcar, pode reduzir as emissões de CO_2 em relação ao uso da gasolina, considerando todo o seu ciclo de produção. A Tabela 2 mostra a quantidade de emissões evitadas pelo uso de etanol hidratado ou anidro no Brasil em substituição aos combustíveis de origem fóssil.

Tabela 2 - Emissões evitadas de CO_2 utilizando o etanol como combustível.

Período	Emissões evitadas [$kg\ CO_2\ eq\ m^{-3}$]					
	2002		2005/2006		Previsão em 2020	
Combustível	AEHC	E25	AEHC	E25	AEHC	VFF
Emissões evitadas	2049	2256	1979	2111	1979	1805
	E25 - 25% álcool etílico anidro carburante e 75% gasolina em volume					
	VFF - veículos bicomcombustível fabricados no Brasil					

Fonte: Macedo, Seabra e Silva (2008).

Moreira e Goldemberg (1999) afirmam que a combustão do etanol produz mais acetaldeídos do que a combustão da gasolina. Porém, as emissões de acetaldeídos originadas do etanol são menos agressivas a vida humana e ao meio ambiente do que os formaldeídos originados da queima da gasolina.

Segundo Heywood (1988), o índice de octano é uma medida da resistência dos combustíveis a detonação. Esta resistência pode ser medida utilizando o método de pesquisa (*RON*) ou o método motor (*MON*). Estes métodos se diferem pela temperatura na entrada do motor, rotação do motor, avanço da centelha e relação de compressão durante a medição.

O índice de anti-detonação (*IAD*), apresentado na equação (19) de acordo com Heywood (1988), também é um indicativo da qualidade de um combustível em resistir à detonação.

$$IAD = \frac{RON + MON}{2} \quad (19)$$

Considerando os valores de *RON* e *MON* apresentados na Tabela 1 e obtendo o *IAD* da gasolina e do etanol, pode-se afirmar que o etanol é mais resistente a detonação do que a gasolina.

Segundo Bayraktar (2005), a pressão de vapor Reid (teste Reid) do etanol é menor do que da gasolina e isso causa problemas na partida a frio.

Segundo Obert (1950), o teste Reid padroniza a vaporização por meio da determinação da pressão de vapor em um volume de ar que ocupa quatro vezes o volume de combustível.

2.3 MISTURAS DE ETANOL E GASOLINA COMO COMBUSTÍVEIS EM MOTORES OTTO

Segundo Dal Bem (2008), o advento do PROÁLCOOL, no ano de 1975, impulsionou a utilização do etanol como combustível, principalmente devido aos incentivos fiscais oferecidos pelo governo brasileiro aos proprietários de automóveis movidos a etanol.

Entretanto, com a retirada gradativa desses incentivos e a ocorrência de um desabastecimento desse combustível nos últimos anos da década de 1980, houve grande desconforto e insegurança por parte dos consumidores brasileiros que passaram a dar novamente preferência aos veículos movidos à gasolina.

Dal Bem (2008) também relata o ressurgimento do interesse do consumidor brasileiro no etanol a partir do final da década de 1990, quando os preços desse combustível voltaram a ser competitivos em relação aos da gasolina. Naquela época surgiu uma prática popular dos consumidores misturarem gasolina e etanol em seus carros até então movidos à gasolina, o que aliada à antiga insegurança quanto ao uso do etanol, devido aos desabastecimentos anteriores, motivou a produção em série de veículos flexíveis, capazes de serem movidos com gasolina, etanol e ou misturas de ambos.

Os motores destes veículos flexíveis podem ser alimentados com misturas de AEHC e gasolina tipo C (25% AEAC e 75% gasolina tipo A, em volume, de acordo com Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (2009)). Segundo Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (2009), o AEHC possui um teor alcoólico relativo a sua composição, em massa, na faixa de 92,6° a 93,8° INPM. Portanto, as misturas nos motores flexíveis brasileiros são formadas por água, etanol e gasolina.

Kyriakides et al. (2013) investigaram a estabilidade de várias misturas de água, etanol e gasolina e as emissões de uma mistura com 10% de água, 60% de gasolina e 40% de etanol e obtiveram como resultado uma redução significativa nas emissões de NO_x . Os autores atribuem o resultado à queima mais lenta da mistura dentro do cilindro e uma provável redução no pico de temperatura durante o processo de combustão.

Não só no Brasil, mas em vários outros países têm sido relatados vários estudos considerando a aplicação do etanol misturado à gasolina para atenuação do consumo de gasolina e também redução das emissões de poluentes.

Hsieh et al. (2002) estudaram as emissões de poluentes num motor Otto operando com diferentes misturas de gasolina e etanol. Os resultados destes autores mostraram que o aumento da quantidade de etanol reduz o poder calorífico da mistura e aumenta o índice de octano da mistura de combustíveis. A pressão de vapor Reid aumentou com a adição de até 10% de etanol na mistura e decresceu nas misturas com 20 e 40% de etanol. O consumo específico e o torque do motor aumentaram ligeiramente com o aumento da quantidade de etanol, enquanto as emissões de HC e CO caíram drasticamente devido ao empobrecimento da mistura. A combustão melhorou e, conseqüentemente, as emissões de CO_2 aumentaram. Quanto às emissões de NO_x , os resultados foram inconclusivos, aparentemente mostraram-se

mais dependentes das condições de operação do motor do que da adição de etanol nas misturas de combustíveis.

He et al. (2003) também investigaram as emissões de um motor Otto. Os resultados destes autores indicaram que misturas com 10% de etanol tiveram pouco efeito na redução das emissões, mas misturas com 30% de etanol reduziram drasticamente as emissões de *CO*, *THC* e *NO_x*. Além disso, a adição de etanol na gasolina aumentou o número de octanos da mistura. Por outro lado, com o aumento da quantidade de etanol, as emissões de etanol não queimado e acetaldeídos aumentaram. Para contornar este problema He et al. (2003) sugerem usar um catalisador trivalente *Pt/Rh*, que poderia efetivamente converter as emissões de acetaldeídos, mas advertem que a eficiência na conversão de etanol não queimado será baixa.

Em outra investigação, Wu et al. (2004) testaram um motor Otto sob várias relações ar-combustível variando a rotação e a carga admitida por um motor com relação de compressão de 9,5:1 e verificaram que, sem alterar o tempo de injeção de combustível e mantendo a abertura da válvula borboleta fixa, a relação ar-combustível é deslocada para misturas pobres à medida que a quantidade de etanol aumenta na mistura combustível. Com a relação ar-combustível ligeiramente pobre foram encontrados o máximo torque e o menor consumo específico. O aumento da quantidade de etanol também reduziu as emissões de *HC* e *CO*, a que os autores atribuíram a presença de oxigênio proveniente do etanol (C_2H_5OH).

Melo et al. (2012) estudaram o desempenho e as emissões de gases poluentes utilizando um motor *flex fuel* comercializado no Brasil, com relação de compressão de 10,35:1, e constataram que as emissões de *CO₂* aumentam com a elevação da quantidade de etanol, assim como o consumo específico, devido à redução do poder calorífico inferior na mistura combustível. As emissões de *CO* reduziram quando houve adição de etanol na mistura justificada por eles pela presença de oxigênio no etanol. O combustível com 100% de etanol (H100) apresentou a maior eficiência energética.

Entre outros resultados apresentados por Melo et al. (2012), pode-se destacar a medição da duração da combustão para os diversos combustíveis investigados. A Tabela 3 apresenta estes valores de duração da combustão. Pode-se observar nesta tabela que, praticamente, não existem diferenças significativas entre os valores de duração da combustão dos cinco combustíveis analisados (H0, H30, H50, H80 e H100 - 100% de etanol na mistura combustível), considerando as condições de ensaio utilizadas.

Tabela 3 - Duração da combustão e avanço da centelha para misturas gasolina-etanol.

Combustível	3875 rpm - 105 Nm	
	Ponto da centelha [°APMS]	Duração da combustão [°]
H0 (gasolina brasileira tipo C)	22	25
H30 (30% de etanol)	24	24
H50 (50% de etanol)	28	24
H80 (80% de etanol)	29	24
H100 (100% de etanol)	30	24

Fonte: Melo et al. (2012).

Um dos parâmetros mais importantes para o desenvolvimento de motores alimentados com misturas de etanol e gasolina é a adequação da relação de compressão para reduzir as emissões e aumentar a eficiência da combustão.

Abdel-Rahman e Osman (1997) estudaram as misturas de etanol e gasolina sob diferentes relações de compressão utilizando um motor com relação de compressão variável. Os resultados obtidos por estes autores mostraram que para cada mistura há uma relação de compressão ótima na qual se obtém a máxima potência indicada. As relações de compressão ótimas em função da porcentagem de etanol na gasolina são mostradas na Tabela 4. Estas relações de compressão são representativas apenas quando se considera as características do motor, os parâmetros de operação, a qualidade e as propriedades dos combustíveis utilizados pelos autores.

Tabela 4 - Relações de compressão em função da porcentagem de etanol na gasolina.

Quantidade de etanol na gasolina [%]	Relação de compressão
10	8:1
20	10:1
30	12:1

Fonte: Abdel-Rahman e Osman (1997).

Costa e Sodré (2011) também investigaram os efeitos da relação de compressão sobre o desempenho de um motor *flex fuel* com relação de compressão alterada em três níveis: 10:1, 11:1 e 12:1 e alimentado com etanol e gasolina brasileira tipo C (22% de álcool etílico anidro carburante). Os resultados de desempenho do motor, utilizando os dois combustíveis estudados, indicaram que a elevação da relação de compressão aumenta a pressão dentro do cilindro e, conseqüentemente, o torque do motor. O aumento da relação de compressão também reduziu o consumo específico quando utilizado o etanol como combustível. O

combustível E22 apresentou melhora menos significativa do torque com o aumento da relação de compressão devido ao controle de *knocking* por meio da redução do avanço da centelha.

Bayraktar (2005) investigou os efeitos da adição de etanol (de zero a 12%) a gasolina sobre o desempenho e as emissões de um motor Otto de compressão variável (entre 7,75:1 e 8,25:1). A potência efetiva e a eficiência efetiva aumentam com o aumento da quantidade de etanol na mistura de combustível. Os autores atribuíram o resultado à melhora da combustão, que também proporcionou uma redução nas emissões de *CO*. Esta melhora na combustão aumentou a pressão e a temperatura no cilindro. As emissões de *NO_x* aumentam com a elevação da relação de compressão devido ao aumento na temperatura dentro do cilindro. Os resultados experimentais mostraram que entre as várias misturas analisadas, a de 7,5% de etanol produziu melhores resultados do ponto de vista do desempenho do motor e das emissões de *CO*. Porém, comparações teóricas realizadas por Bayraktar (2005) por meio de um modelo matemático mostraram que a mistura contendo 16,5% em volume de etanol deveria ter sido a mais adequada para seu motor Otto.

Topgül et al. (2006) estudaram os efeitos de misturas combustíveis (entre 10 e 60 % de etanol na gasolina) em um motor Otto variando a relação de compressão (8:1, 9:1 e 10:1). Estes autores concluíram que suas misturas etanol-gasolina aumentaram ligeiramente o torque e diminuíram as emissões de *CO* e *HC*. Além disso, eles observaram que suas misturas com etanol permitiram trabalhar com relações de compressão mais altas sem ocorrência de *knocking*. A explicação foi o etanol possuir maior número de octanos que a gasolina.

Yücesu et al. (2006) também estudaram o desempenho e as emissões de um motor Otto variando a relação de compressão (entre 8:1 e 13:1). Os resultados dos experimentos apontaram para aumento do torque do motor e também das emissões de *HC* quando a relação de compressão aumenta. Com misturas com 40 e 60% de etanol houve redução nas emissões de *HC* e *CO* do motor. O aumento da quantidade de etanol mostrou vantagem porque o motor pode operar com o avanço da centelha mais adiantado sem ocorrência de *knocking* e porque maior torque foi obtido.

Um desafio na utilização de etanol e de misturas etanol-gasolina nos motores Otto é a partida a frio. Nesse sentido, Liao et al. (2005) estudaram a combustão de misturas de etanol e gasolina em baixas temperaturas em uma câmara de combustão fechada, com pressão de 1 bar, simulando condições de partida a frio de um motor de ignição por centelha. Eles observaram que para realizar uma partida a frio confiável, como ocorre em um motor a gasolina na mesma temperatura, o motor a etanol-gasolina não precisou ser alimentado com mistura ar-combustível muito mais rica, especialmente em uma faixa de temperatura ao redor

do ponto de ebulição do etanol, pois a adição de etanol na gasolina resultou em uma melhora da evaporação da mistura. Liao et al. (2005) também investigaram as velocidades de chama e, verificaram que as misturas etanol-gasolina contendo 15% e 30% de etanol apresentam uma propagação de chama mais rápida do que a gasolina, atingindo o máximo pico de pressão de combustão a uma razão equivalente $\phi = 1,3$. Segundos os autores, esta taxa é inferior à encontrada para a gasolina, que apresenta maior pico de pressão de combustão em razão equivalente $\phi = 1,6$. As taxas equivalentes encontradas são maiores do que a unidade porque, para os autores, os combustíveis testados encontravam-se parcialmente evaporados nas condições de temperatura e pressão dos testes.

Chen et al. (2011) investigaram as emissões e a estabilidade de um motor alimentado com misturas de etanol e gasolina (E5, E10, E20, E30 e E40 - 40% de etanol) durante a partida a frio.

De acordo com Chen et al. (2011), na partida a frio e nos instantes posteriores, o motor Otto (com relação de compressão de 9,8:1) necessitou de uma mistura ar-combustível mais rica para manter a ignição. As emissões de *HC* e *CO* foram elevadas devido à baixa temperatura do catalisador, que ainda estava inoperante. O tempo de injeção de combustível manteve-se praticamente o mesmo para todos os combustíveis analisados. O fator excesso de ar progrediu 2% para o E5, 4% para o E10, 9% para o E20, 14% para o E30 e 19% para o E40.

Os resultados dos ensaios realizados por Chen et al. (2011) indicaram que o motor afinado originalmente para a gasolina foi capaz de operar de forma estável, durante três minutos após a partida a frio, com misturas contendo até 30% de etanol. Acima de 30% de etanol, na mistura combustível, o empobrecimento da mistura ar-combustível gerou dificuldades na partida a frio e na estabilidade do motor nos instantes posteriores. As emissões de *HC*, *NO_x* e *CO* foram reduzidas para misturas contendo entre 20 e 40% de etanol.

Além dos estudos sobre motores de veículos comerciais, existem outros sobre a aplicação das misturas de etanol e gasolina em pequenos motores utilizados em diversas atividades profissionais e domésticas como, por exemplo, o estudo realizado por Celik (2008) utilizando um pequeno motor de baixa eficiência e dotado de carburador, originalmente projetado para operar com gasolina. Os resultados indicaram que o aumento da relação de compressão (de 6:1 para 10:1) e a adição de etanol a gasolina (mistura de 50% de etanol e gasolina) aumentaram a potência do motor em aproximadamente 29% quando comparado com a utilização de 100% de gasolina como combustível. Além disso, o consumo específico de

combustível e as emissões de CO , CO_2 , HC e NO_x foram reduzidas, conforme mostra a Tabela 5.

Tabela 5 - Reduções no consumo específico e nos teores de emissões utilizando mistura etanol-gasolina (50%).

Variáveis do motor	Redução em relação ao motor a gasolina [%]
Consumo específico de combustível	3
Emissões de CO	53
Emissões de CO_2	10
Emissões de HC	12
Emissões de NO_x	19

Fonte: Celik (2008)

A variação cíclica é um importante parâmetro no projeto dos motores Otto. Ceviz e Yüksel (2005) estudaram este parâmetro em um motor Otto dotado de carburador e alimentado com misturas de etanol e gasolina. O coeficiente de variação da pressão média indicada ($cov\ pmi$) foi utilizado para quantificar a variação cíclica. Os resultados mostraram que o valor do $cov\ pmi$ decresceu com adição de até 10% de etanol na mistura. Acima de 10% de etanol o valor do $cov\ pmi$ voltou a aumentar.

2.4 SISTEMAS DE CONTROLE ELETRÔNICO DE MOTORES BICOMBUSTÍVEL

Os sistemas de gerenciamento eletrônico do motor, de acordo com Rovai (2005), podem ser divididos em dois grupos: injeção na borboleta de aceleração (monoponto) e injeção nos dutos de admissão (multiponto). Os sistemas monoponto possuem um só injetor para alimentar o motor e utilizam pressão a montante do injetor em torno de 1,0 bar, enquanto que os sistemas multiponto possuem um injetor para cada cilindro do motor e pressão a montante dos injetores em torno de 3,0 bar.

Segundo Rovai (2005) os veículos bicomcombustíveis necessitam da tecnologia de gerenciamento eletrônico do motor. Esta tecnologia visa basicamente controlar a quantidade de combustível injetada e o momento ideal do disparo da centelha na vela de ignição em cada ciclo. Estes controles se fazem necessários devido às diferenças das propriedades físico-químicas entre as misturas de combustíveis utilizadas quando queimadas no mesmo motor de combustão interna.

Dal Bem (2008) descreve os sistemas de gerenciamento eletrônico de motores. A relação ar-combustível é calculada inicialmente a partir das informações vindas dos diversos sensores do motor (rotação, pressão de admissão, temperatura do ar, etc.) e compensadas em função

das condições de operação do motor e corrigida usando um sensor de oxigênio (sonda lambda), localizado no sistema de exaustão. O sistema identifica a ocorrência de detonação pelo sinal do sensor de detonação e corrige o momento da centelha de forma adaptativa para minimizar a ocorrência deste fenômeno.

De acordo com Alves (2007) a Bosch foi a primeira empresa a investir no desenvolvimento de veículos bicomcombustíveis a partir de 1980. O primeiro protótipo desta empresa foi apresentado em 1994, mas apesar do grande interesse demonstrado por parte das montadoras, não existia ainda a motivação comercial necessária para que se iniciasse a comercialização em série do produto. Em 1999, a empresa Magneti Marelli apresentou a tecnologia *flex fuel* (SFS - *Software Flex fuel Sensor*), totalmente desenvolvida no Brasil. O sistema basicamente modificou o programa de computador inserido no módulo de gerenciamento eletrônico do motor para rodar rotinas corretivas de tempo de injeção e ponto da centelha, alimentadas pelo sinal da sonda lambda. Porém, só a partir do ano 2000 com a redução do preço do álcool, aumento nos preços do petróleo, os consumidores agindo por conta própria e com a decisão do governo de reduzir a alíquota de IPI dos veículos *flex fuel*, a produção em série destes veículos passou a ser viável no Brasil. Isto resultou no lançamento, em abril de 2003, do primeiro automóvel *flex fuel*, o Gol 1.6 Total *Flex* da Volkswagen.

Segundo Alves (2007) os veículos *flex fuel*, quando comparados aos automóveis tradicionais a gasolina, oferecem flexibilidade aos seus proprietários com relação à escolha do combustível a ser utilizado, permitindo a opção pela alternativa mais econômica cada vez que o automóvel é reabastecido.

Alves (2007) acrescenta que o sucesso do automóvel *flex fuel* no mercado brasileiro é inédito no mundo, e tem sido citado como um exemplo de substituição do combustível fóssil por fontes renováveis de energia, ao mesmo tempo em que reduz o dano de emissões de gases poluentes ao meio ambiente.

Teixeira (2005) apresenta um histórico do desenvolvimento da tecnologia *flex fuel* e ressalta que o protótipo apresentado pela Bosch em 1994 utilizava um sensor físico para identificar o tipo de combustível no tanque do veículo. O custo deste sensor tornava a produção de veículos bicomcombustível pouco competitiva no mercado brasileiro. Para baratear esta tecnologia, a empresa Magneti Marelli eliminou o sensor no tanque de combustível do veículo e desenvolveu suas rotinas para o *software* diretamente inserido no sistema de gerenciamento eletrônico do motor. A identificação do combustível é feita por um sensor lógico no software, baseado no sistema de controle de um motor convencional, em que a sonda *lambda* detecta os gases provenientes da queima do combustível para inferir sobre a

variação da mistura. Esta tecnologia se difundiu em praticamente todas as empresas do mercado brasileiro responsáveis pela fabricação de sistemas de gerenciamento eletrônico de motores.

A Figura 3 exibe os dados sobre veículos licenciados no Brasil de acordo com o tipo de combustível. Pode-se notar a aceitação da tecnologia bicomcombustível, no mercado brasileiro, pelo avanço acentuado de licenciamentos de veículos *flex fuel* (ou bicomcombustíveis) desde o ano de 2003, atingindo no ano de 2014 a marca de 88,2% do total de veículos licenciados.

Figura 3 - Licenciamento no Brasil de auto veículos novos por combustível.

Fonte: Adaptado de Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (2014).

Um fator importante a ser considerado no desenvolvimento dos veículos *flex fuel* é a **relação de compressão** dos motores. O primeiro veículo *flex fuel* comercializado no Brasil, Gol 1.6 Total *Flex* da Volkswagen, apresentava relação de compressão de 10:1, enquanto que os veículos flexíveis atuais apresentam relação de compressão entre 10,35:1 e 13,00:1 (média ponderada, pelo número de veículos comercializados no Brasil, de 12,33:1), como mostra a Tabela 6. Esta tabela foi elaborada consultando os veículos mais vendidos no Brasil, de acordo com Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (2014), e consultando os valores das relações de compressão nos manuais dos fabricantes destes veículos.

Tabela 6 - Relação de compressão dos 10 veículos *flex fuel* mais vendidos no Brasil.

10 veículos mais vendidos no Brasil	
Modelo	Relação de compressão
1.0 flex	12,70
1.0 flex	12,15
1.4 flex	12,35
1.0 flex	13,00
1.0 flex	12,60
1.4 flex	10,35
1.0 flex	12,80
1.0 flex	12,15
1.4 flex	12,40
1.6 flex	12,10
Média ponderada	12,33

2.5 TRAÇO DA PRESSÃO NO CILINDRO

O ciclo de operação de um motor ciclo Otto, pode ser ilustrado por meio do diagrama (P – V) que relaciona o traço da pressão no cilindro e o volume deslocado pelo pistão, como mostra a Figura 4.

Figura 4 - Pressão no cilindro em função da posição do pistão.

Fonte: BOSCH (1988).

A Figura 5 ilustra outra forma de apresentação da pressão no cilindro, de acordo com Heywood (1988). Nesta figura a pressão no cilindro está em função da posição angular da árvore de manivelas, em que VAA é a válvula de admissão aberta, VAF é a válvula de admissão fechada, VEA é a válvula de exaustão aberta, VEF é a válvula de exaustão fechada

e MC (ou AV) é o avanço da centelha. O trecho grifado na Figura 5 como combustão representa a duração do processo de queima do combustível que pode variar de acordo com o projeto de cada motor e com a condição de operação, geralmente este trecho estende-se entre 40 e 60 graus a partir do ponto da centelha. A curva pontilhada representa a pressão de acionamento que é a pressão resultante do movimento do pistão sem a ocorrência de combustão.

Figura 5 - Sequência de eventos do ciclo de operação de um motor quatro tempos com ignição por centelha.

Fonte: Heywood (1988).

A identificação do cruzamento de válvulas pode ser feita observando a Figura 5.

O **cruzamento de válvulas** é o espaço angular no qual as válvulas de admissão e de exaustão encontram-se abertas simultaneamente dentro de um mesmo cilindro. Geralmente, a válvula de admissão é aberta um pouco antes do PMS, ainda durante a exaustão, e a válvula de exaustão é fechada um pouco depois do PMS, durante a admissão. Este espaço angular é representado pelo trecho compreendido entre VAA e VEF. É importante observar que a válvula de admissão é fechada um pouco depois do PMI, durante a compressão, enquanto que a válvula de exaustão é aberta um pouco antes do PMI, durante a expansão. Em baixas rotações o cruzamento de válvulas permite que parte dos gases da combustão entre no coletor de admissão, visto que a pressão no interior do cilindro é mais elevada. Estes gases da combustão, gases residuais, retornam para o cilindro quando o pistão inicia seu curso durante a admissão. Em altas rotações o arrasto provocado pela exaustão dos gases da combustão, durante o cruzamento de válvulas, facilita a entrada da mistura fresca no cilindro aumentando a eficiência volumétrica do motor (HENRY, 2001).

O traço da pressão no cilindro (Figura 5) é afetado por diversas variáveis do motor.

Segundo Taylor (1968), a **variação da relação ar-combustível** (A/C) ou da relação combustível-ar (C/A) provoca variações na velocidade e na temperatura da chama e,

consequentemente, na temperatura da parede do cilindro. Estas variações provocam alterações na duração do processo de queima do combustível.

A Figura 6 mostra os efeitos da variação da relação C/A no digrama $P - V$, em que as curvas 1, 2, 3 e 4 representam ϕ igual a 1,17, 0,8, 1,8 e 0,735, respectivamente. Nesta figura pode-se observar que aumentando o valor de ϕ aumenta-se o pico de pressão no cilindro, porém, se ϕ é aumentado de forma exagerada (curva 3), a reação não ocorre completamente devido à falta de ar para queimar completamente o combustível que se encontra em excesso na mistura, e o pico de pressão não aumenta.

Figura 6 - Efeitos da relação combustível-ar (ϕ) sobre o diagrama $P - V$.

Fonte: Taylor (1968).

Segundo Heywood (1988) o **avanço da centelha** afeta o traço da pressão no cilindro, como mostra a Figura 7. Nesta figura pode-se observar três situações distintas em relação ao avanço da centelha. A primeira, quando o avanço da centelha (MC ou AV) ocorre muito antes do PMS (50° APMS) o pico de pressão ocorre mais cedo no tempo de expansão, porém o

trabalho do pistão sobre os gases, durante a compressão, é maior. A segunda, quando o avanço da centelha ocorre muito próximo do PMS (10° APMS - antes do ponto morto superior) o pico de pressão ocorre mais adiante no tempo de expansão, porém, o trabalho do pistão sobre os gases é menor, mas o pico de pressão também é bem menor que no caso anterior, reduzindo o torque do motor. A terceira, quando o avanço da centelha ocorre em um ponto intermediário, entre os dois casos anteriores, a 30° APMS, o trabalho do pistão sobre o gás e o torque gerado são otimizados resultando no mínimo avanço da centelha para melhor torque (MBT – *maximum brake torque timing*).

Heywood (1988) relata que o **avanço da centelha** ótimo depende das condições de operação e do projeto do motor, assim como das propriedades do combustível, do ar e da mistura queimada.

Figura 7 - A – Pressão no cilindro versus ângulo da árvore de manivelas. B – Efeitos do avanço da centelha sobre o torque.

Fonte: Heywood (1988).

A Figura 8 ilustra a influência da **variação cíclica da combustão** sobre o traço da pressão no cilindro. Segundo Heywood (1988) esta variação é analisada por meio de fotografias tiradas da câmara de combustão, que mostram a evolução da chama e a dispersão da fração de volume inflamado desde o início da combustão. Esta dispersão na taxa de queima ocorre devido a três fatores:

- Variação em cada ciclo na movimentação dos gases dentro do cilindro durante a combustão;

- variação em cada ciclo nas quantidades de combustível, ar e de gases de exaustão cilindro a cilindro, e
- variação em cada ciclo na composição da mistura, especialmente nas proximidades da vela de ignição devido às variações na mistura entre o combustível, ar, gases de exaustão e gases residuais (gases queimados no ciclo anterior e que não são eliminados durante a exaustão).

A contribuição de cada um destes fatores na variação cíclica ainda não está definida, entretanto, de acordo com Sellnau et al. (2000) o desequilíbrio da relação A/C cilindro a cilindro pode comprometer o controle das operações dos motores causando problemas de dirigibilidade, aumentando os índices de emissão de poluentes e reduzindo a potência gerada.

Figura 8 - Variação cíclica da pressão no cilindro.
Fonte: Heywood (1988).

A ocorrência de *knocking* afeta significativamente o traço da pressão no cilindro. De acordo com Heywood (1988), *knocking* ocorre quando os motores apresentam combustão anormal caracterizada por pressões locais muito altas, que se propagam na forma de ondas pela câmara de combustão acompanhadas pelo aumento da transferência de calor. Este fenômeno é causado por diversos fatores (avanço da centelha, relação de compressão, temperatura na câmara de combustão, etc.) e, dependendo de sua intensidade e/ou frequência pode ocasionar danos ao motor.

A Figura 9 apresenta três traços da pressão no cilindro, sendo que no primeiro a combustão ocorre normalmente, no segundo ocorre *knocking* de maneira branda e no terceiro ocorre *knocking* de maneira severa.

Outros efeitos sobre o traço da pressão no cilindro, como relação de compressão, pressão de descarga, pressão de admissão e rotação podem ser estudados em detalhes consultando Taylor (1968).

Figura 9 - Efeito da ocorrência de *knocking* sobre o traço da pressão no cilindro.

Fonte: Heywood (1988).

2.6 TECNOLOGIA DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO NO CILINDRO

Segundo Powell (1993) a obtenção do traço completo da pressão no cilindro só foi possível a partir da década de 1960 com o surgimento dos transdutores eletrônicos de pressão. Estes transdutores permitiram o avanço das pesquisas, principalmente, sobre o controle da relação ar-combustível e do avanço da centelha.

Sellnau et al. (2000) classificou os transdutores de pressão no cilindro em dois tipos, quanto a sua forma e localização no motor:

- Intrusivos: são instalados no motor atravessando as paredes do cabeçote até alcançar a câmara de combustão, como mostra a Figura 10, e
- Não intrusivos: são instalados no motor incorporados, geralmente, à vela de ignição, como mostra a Figura 11.

Os transdutores intrusivos são os mais comuns, apresentando alto custo. Sua instalação, às vezes, não é possível ou requer grandes adaptações no cabeçote do motor. Em alguns motores, estes transdutores precisam atravessar as galerias de água para alcançarem a câmara de combustão, o que pode provocar sérios problemas na durabilidade do cabeçote.

Os transdutores não intrusivos são mais recentes, mais baratos e não requerem nenhum tipo de alteração na geometria do cabeçote.

Figura 10 - Transdutor de pressão intrusivo.
Fonte: Ribbens (1993).

Figura 11 - Transdutor de pressão no cilindro não intrusivo.
Fonte: Hata et al. (1988).

Tunestal (2000) fez uma classificação dos transdutores de pressão no cilindro quanto aos tipos de materiais utilizados na sua construção:

- transdutores de pressão constituídos por fibras ópticas, e
- transdutores de pressão constituídos por cristais piezelétricos.

Atkins et al. (1994) e Wlodarczyk et al. (1998) desenvolveram transdutores de pressão no cilindro empregando fibras ópticas. Estes transdutores diferem apenas quanto ao formato e quanto aos componentes geradores de luz (LED ou laser).

Nos transdutores desenvolvidos por Wlodarczyk et al. (1998) um LED gera luz que se propaga por uma fibra óptica até se encontrar com um diafragma metálico, que se deforma proporcionalmente à variação da pressão no cilindro. A luz refletida pelo referido diafragma retorna por outra fibra óptica até um fotodiodo onde é feita a sua captação. Um circuito eletrônico controla a intensidade da luz do LED, amplifica, filtra o sinal do fotodiodo e providencia uma função de referência entre a intensidade da luz refletida e a pressão no cilindro.

Os erros sistemáticos dos transdutores desenvolvidos por Wlodarczyk et al. (1998) (erros caracterizados pela medida de um valor constante, a mais ou a menos, sobre qualquer valor real da medida) são provocados por fenômenos mecânicos causados por *stress* térmico, envelhecimento e dobramento das fibras ópticas. Estes transdutores foram incorporados às velas de ignição dos motores e foi previsto apresentar custo relativamente baixo (estimado entre US\$7 e US\$9 cada) e boa durabilidade, porém, as pesquisas sobre suas aplicações nos sistemas de controle de motores ainda não são significativas.

Sellnau et al. (2000) e Berg et al. (1998) desenvolveram transdutores de pressão no cilindro constituídos por materiais piezelétricos que possuem a propriedade de gerar um sinal elétrico quando submetidos a uma variação de pressão. Quando uma força é aplicada ao cristal piezelétrico seus elétrons se redistribuem de tal forma que um dos seus lados fica positivo e o outro fica negativo. Sellnau et al. (2000) desenvolveram e testaram um transdutor piezelétrico de pressão no cilindro não intrusivo, acoplado à vela de ignição, enquanto Berg et al. (1998) desenvolveram transdutores intrusivos de pressão no cilindro por meio da utilização de dois compostos piezelétricos (carboneto de silício sobre um isolador, *SiCOI*, e silício sobre um isolador, *SOI*). Segundo Berg et al. (1998) estes compostos apresentam custos relativamente baixos, podendo viabilizar a utilização do sinal da pressão no cilindro nos sistemas eletrônicos de controle de motores. Os erros sistemáticos destes transdutores serão

provocados por variações na temperatura (elevação da temperatura) e por efeitos associados à eletrônica dos amplificadores.

2.6.1 Estimativa do erro sistemático e do *drift* do sinal dos transdutores de pressão no cilindro

Gilkey e Powell (1985) propuseram um método de estimação do erro sistemático (erro caracterizado pelo valor constante, a mais ou a menos, sobre qualquer valor real da medida) e do *drift* (escorregamento do sinal provocado por variações nas características elétricas do amplificador de sinais) para os transdutores piezelétricos de pressão no cilindro.

Os efeitos que o erro sistemático ou o *drift* provocam nos transdutores de pressão no cilindro, de acordo com Gilkey e Powell (1985), estão associados a variações de temperatura sobre os transdutores ou sobre a eletrônica dos amplificadores de sinal. Apesar de provocarem pequenas alterações sobre a forma do sinal de pressão no cilindro, o erro sistemático e o *drift* afetam significativamente o cálculo dos momentos estatísticos (caracterizados como quantidades numéricas utilizadas para quantificar uma distribuição de frequências ou de probabilidades fornecendo informações resumidas destas distribuições).

A estimativa do erro sistemático e do *drift* reduz os requisitos de precisão e os custos dos transdutores de pressão no cilindro, sendo que esta estimativa pode ser feita utilizando o equacionamento a seguir, desenvolvido por Gilkey e Powell (1985).

Primeiramente, assume-se a hipótese de que a mistura ar-combustível é um gás perfeito submetido a uma compressão adiabática e internamente reversível (processo isoentrópico). Esta hipótese permite aplicar a lei dos gases ideais, de acordo com as equações (20) e (21).

$$P(\theta) = m \bar{R} \frac{T(\theta)}{V(\theta)} \quad (20)$$

em que:

$P(\theta)$ = pressão dentro do cilindro em [Pa];

m = massa de ar admitida no motor [kg];

$\bar{R}$ = constante universal dos gases [kJ/kgK];

$T(\theta)$ = temperatura do ar admitido no motor [K], e

$V(\theta)$ = volume do ar admitido no motor [m³].

$$\frac{T(\theta)}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V(\theta)} \right)^{K'-1} \quad (21)$$

em que:

k' = coeficiente politrópico da mistura ar-combustível (pode ser considerado aproximadamente igual a 1,3 para a gasolina tipo A, para mistura ar-combustível, ou igual a 1,4, considerando apenas o ar);

V_1 = volume antes da combustão em $[m^3]$, e

T_1 = temperatura antes da combustão [K].

A combinação das equações (20) e (21) permite obter a equação (22).

$$P(\theta) = \frac{a}{V(\theta)^K}; a = m \bar{R} T_1 V_1^{K'-1} \quad (22)$$

Posteriormente assume-se a hipótese de que o transdutor de pressão tem um ganho (G) e um erro sistemático (e/ou um *drift*) (P_{erro}) desconhecido, de acordo com a equação (23).

$$P(\theta)_{medido} = GP(\theta) + P_{erro} \quad (23)$$

A combinação das equações (22) e (23) permite obter a equação (24).

$$P(\theta)_{medido} = aGV(\theta)^{-K'} + P_{erro} \quad (24)$$

Sendo o volume da mistura ar-combustível (V) uma função conhecida a partir do ângulo de manivela pode-se obter o termo aG (que é uma estimativa das condições bárias da carga admitida no motor) e o erro sistemático (P_{erro}) utilizando os dados de pressão no cilindro durante a fase de compressão do ciclo do motor, por meio de uma regressão linear. Esta regressão linear fornece dois coeficientes que representam os termos aG e P_{erro} .

A subtração do termo P_{erro} do sinal da pressão no cilindro elimina os efeitos do erro sistemático e do *drift* sobre o cálculo dos momentos.

2.7 ESTADO DA ARTE DA UTILIZAÇÃO DA PRESSÃO NO CILINDRO NOS SISTEMAS ELETRÔNICOS DE CONTROLE DE MOTORES OTTO

Segundo Dudek e Sain (1989) os sistemas de controle de motores baseados no sinal da pressão no cilindro permitem controlar em malha fechada as “*métricas*” (ou taxas) obtidas a partir da forma do traço da pressão no cilindro e quantificar diversas variáveis do motor como, por exemplo, a relação ar-combustível (relação A/C) e o avanço do ponto da centelha, em uma faixa de controle muito maior do que os sistemas baseados nos sensores de oxigênio. Estes sistemas permitem que o motor opere próximo do limite de mistura ar-combustível pobre ($\lambda \approx 1,5$), ou dentro de uma faixa de máxima economia de combustível, oferecendo substancial redução nas emissões de CO e NO_x . O principal interesse em operar o motor no limite pobre, além da redução do consumo de combustível, é a possibilidade de redução das emissões de NO_x a ponto de eliminar o sistema de RGE (recirculação de gases de exaustão) e o ródio (responsável pela redução dos óxidos de nitrogênio) como substrato dos catalisadores trivalentes. A eliminação do sistema de RGE permite simplificar os sistemas de controle, enquanto que a eliminação do ródio reduz os custos dos catalisadores.

As vantagens apresentadas pela utilização dos transdutores de pressão no cilindro em relação aos sensores de oxigênio levaram ao surgimento de novos sistemas de controle de motores baseados no sinal da pressão no cilindro.

Ribbens (1993) afirma que a evolução da pressão no cilindro durante o processo de combustão é a mais importante variável para a identificação das condições de operação dos motores de combustão interna. A medida da pressão no cilindro fornece um sinal em tempo real do processo de combustão que pode ser usado para o controle de diversas variáveis dos motores.

A Figura 12 apresenta um diagrama de blocos, elaborado por Ribbens (1993), que exhibe algumas das possíveis utilizações da pressão no cilindro (detecção de *knocking*, controle da quantidade de RGE, determinação da relação A/C e do avanço do ponto da centelha AV) dentro de um sistema eletrônico de controle de motores.

Figura 12 - Diagrama de blocos de um sistema de controle de motores baseado na medida da pressão no cilindro.

Fonte: Ribbens (1993).

Entre os benefícios da utilização do sinal da pressão no cilindro em um sistema eletrônico de controle de motores Otto, Müller e Isermann (2001) destacam:

- Controle do avanço da centelha;
- detecção de *knocking*;
- detecção de falhas na combustão e *misfiring*;
- determinação da posição angular da árvore de manivelas;
- controle da quantidade de recirculação de gases de exaustão ou sua substituição por meio do controle da mistura próxima do limite pobre;
- controle e balanceamento da relação A/C cilindro a cilindro;
- estimação da massa de ar admitida;
- obtenção do torque indicado;
- calibração simplificada do motor, e

- maior economia de combustível.

Além dos benefícios enumerados por Müller e Isermann (2001), Hata et al. (1988) afirmam que o sinal da pressão no cilindro pode ser utilizado para estabelecer o limite de estabilidade (vibração tolerável pelos componentes mecânicos do motor) em que o motor pode operar em condições de mistura pobre. Este limite pode ser estabelecido por meio de uma análise estatística do pico de pressão, possibilitando o controle da relação A/C no limite pobre sem comprometer a dirigibilidade e a durabilidade do motor.

Tunestal et al. (1999) verificaram que a pressão no cilindro permite controlar os motores durante a fase de aquecimento (*warm-up*) por meio de modelos baseados no calor liberado durante a combustão.

Yoon et al. (2000) concluíram que a localização do pico de pressão no cilindro é um parâmetro de identificação do avanço da centelha e que esse pico da pressão reflete os efeitos da variação da relação A/C durante a combustão.

Klein e Eriksson (2002), utilizando a pressão no cilindro conseguiram estimar a relação de compressão por meio de diferentes métodos em um motor com relação de compressão variável (*Saab Variable Compression Engine*).

Apesar das vantagens da utilização do sinal da pressão no cilindro em relação ao uso do sensor de oxigênio, os sistemas de controle eletrônico de motores baseados na pressão no cilindro têm se restringido ao campo das pesquisas acadêmicas devido ao custo elevado dos transdutores comerciais de pressão no cilindro. Porém, CONSUMERS... (2001, p.5) reporta que o consórcio AENEAS (*Application and Evaluation of a Novel Engine management system base on intelligent control Algorithms and utilising innovative Sensor technology* = em tradução livre: aplicação e avaliação de um moderno sistema de gerenciamento de motores baseado em algoritmos inteligentes de controle e utilização de tecnologia inovadora de sensores), formado por Kistler Instruments (indústria de instrumentos de medição), DaimlerChrysler (indústria de automóveis) e Ricardo (centro independente de consultoria em engenharia automotiva), desenvolveu um sistema avançado de gerenciamento de motores baseado no sinal da pressão no cilindro, de tecnologia piezelétrica de baixo custo (constituídos de carboneto de silício sobre isolante, *SiCOI*, ou de silício sobre isolante, *SOI*).

O sistema de gerenciamento de motores apresentado na reportagem de CONSUMERS... (2001, p.5) foi avaliado em motores Otto e Diesel e, aplicado tanto em automóveis quanto em caminhões. Foram desenvolvidos algoritmos de controle e diagnóstico que permitiram a substituição de praticamente todos os sensores convencionais empregados atualmente

naqueles motores por transdutores de pressão no cilindro. Estes algoritmos foram capazes de estimar a massa de ar admitida, identificar o melhor momento da centelha, controlar a relação ar-combustível (inclusive na fase de aquecimento do motor), diagnosticar falhas e ocorrência de *knocking*. Em contrapartida a aplicação dos algoritmos exigiu maiores recursos computacionais da UCE. Os resultados da aplicação do inovador sistema de gerenciamento foram redução do consumo de combustível, redução das emissões de poluentes, redução no desbalanceamento da relação A/C cilindro a cilindro – que proporcionaram uma operação mais suave do motor e consequentemente maior conforto ao motorista. A expectativa do custo do novo sistema de gerenciamento, considerando uma produção de 750 mil motores de quatro cilindros cada, é de 56 euros incluindo os quatro sensores de pressão e o aumento na capacidade de processamento da UCE, contra 67 euros do sistema tradicional constituído pelo sensor de oxigênio, sensor KS e sensor de massa de ar.

CONSUMERS... (2001, p.5) não reportou os métodos de obtenção das variáveis do motor, baseados na pressão no cilindro, utilizados no sistema de gerenciamento dos motores.

Dudek e Sain (1989) afirmam que os modelos mais atuais orientados para controle de motores que utilizam a pressão no cilindro se apoiam em métodos (ou submodelos) de estimação da relação A/C a partir do traço da pressão no cilindro.

Yilmaz (2009) e Ahn et al. (2010) desenvolveram um sistema de gerenciamento eletrônico para um motor sobrealimentado com injeção direta de combustível e comando de válvulas variável tendo como base o sinal da pressão no cilindro. Este sistema de gerenciamento permite a identificação da quantidade de etanol na mistura combustível em função do resfriamento da carga, durante as fases de admissão e compressão, proporcionado pela diferença entre os calores latentes de vaporização das misturas combustíveis. O método utilizado por Yilmaz (2009) e Ahn et al. (2010) não se aplica a motores com injeção indireta no coletor (no pé da válvula de admissão) porque necessita de uma segunda injeção de combustível durante a fase de compressão do motor para coletar informações sobre o comportamento do traço da pressão no cilindro.

Ahn et al. (2010) verificaram que os sistemas de gerenciamento eletrônico de motores baseados no sinal do sensor de oxigênio apresentam erros entre 9 e 12,5% na identificação do tipo de combustível (quantidade de etanol na mistura), enquanto que os sistemas baseados no sinal da pressão no cilindro podem reduzir estes erros para uma faixa entre 2,8 e 7%.

Até o presente momento não há relatos da utilização do método dos momentos e da razão de pressões para a identificação do tipo de combustível e para estimação do fator λ para misturas de combustíveis.

2.8 MOMENTOS ESTATÍSTICOS

Os Momentos Estatísticos serão detalhados nesta seção, pois são a base dos modelos estatísticos desenvolvidos no presente estudo.

Manzoli (1959) afirma que as primeiras publicações sobre os momentos datam do século XIX e se referiam a problemas matemáticos do cálculo de probabilidades. O uso dos momentos não se restringe a estes problemas, pois pode ser empregado em praticamente todos os ramos da ciência. O nome “Momentos” originou-se da analogia entre as equações que definem o primeiro e segundo momentos de uma função e os conceitos de centro de gravidade e momento de inércia, respectivamente.

Os momentos podem ser caracterizados como quantidades numéricas utilizadas para quantificar uma distribuição de frequências ou de probabilidades fornecendo informações resumidas destas distribuições.

Mood e Graybill (1963) definem os momentos de ordem n (M_n) de acordo com a equação (25). Os momentos centrados em um ponto (ou referência - a) arbitrário qualquer são definidos pela equação (26), enquanto que os momentos centrados na média são definidos pela equação (27). A média de X é obtida pela equação (28). Os momentos de primeira ordem centrados na média são iguais a zero (MOOD; GRAYBILL, 1963).

$$M_n = \int_{-\infty}^{+\infty} X^n f(X) dX \quad (25)$$

em que:

X = variável de interesse, e

$Y = f(X)$.

$$M_n = \int_{-\infty}^{+\infty} (X - a)^n f(X) dX \quad (26)$$

$$M_n = \int_{-\infty}^{+\infty} \left(X - \bar{X} \right)^n f(X) dX \quad (27)$$

$$\bar{X} = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (X)f(X)dX}{\int_{-\infty}^{+\infty} f(X)dX} \quad (28)$$

De acordo com Mood e Graybill (1963) se o eixo X fosse uma barra com densidade variável, o momento de primeira ordem (M_1) centrado em um ponto arbitrário seria o centro de gravidade desta barra, por isso o M_1 também é chamado de média da variável X , já que a média pode ser pensada como um valor central da variável X . Por esta razão M_1 é frequentemente referido como um parâmetro de localização, informando onde o centro da distribuição (no sentido de centro de gravidade) está sobre o eixo X .

Segundo Mood e Graybill (1963) o momento de segunda ordem (M_2) centrado na média é conhecido como variância de X . A variância representa uma medida do espalhamento ou dispersão de uma distribuição. Se a maior parte da área sob a curva que representa a distribuição analisada estiver próxima da média, o valor de M_2 (ou a variância) será pequeno. Se a área sob a curva estiver esparramada em uma grande extensão, o valor de M_2 será grande. M_2 é necessariamente positivo uma vez que é a integral ou somatório de quantidades positivas. M_2 será zero somente quando a distribuição estiver concentrada em um único ponto como, por exemplo, quando a distribuição é discreta e só há um resultado possível. M_2 só fornece a informação de quanto a distribuição está próxima da média.

O momento de terceira ordem centrado na média (M_3), de acordo com Mood e Graybill (1963) é conhecido como uma medida da assimetria (assimetria é o grau de deformação da distribuição em relação à média). M_3 será igual à zero para uma distribuição simétrica, porém outras distribuições não simétricas também resultam em M_3 igual à zero.

Mood e Graybill (1963) afirmam que um momento em particular ou um número pequeno de momentos fornecem poucas informações sobre a distribuição, enquanto que, um conjunto inteiro de momentos ($M_1, M_2, \dots, M_n$) determina exatamente uma distribuição, mesmo que não se tenha nenhuma informação prévia sobre ela.

Kuttatharmmakul et al. (2001) testaram os momentos estatísticos (método dos momentos - MM) e o método de máxima verossimilhança (MMV) para estimar a média e o desvio padrão de uma população normal com poucas e moderadas amostras. Os resultados mostraram que o MMV apresenta maior eficiência em relação ao MM, especialmente nas condições em que se têm poucas amostras.

Porém, segundo Montgomery e Runger (2003) o método de máxima verossimilhança pode apresentar algumas complicações durante o seu uso e nem sempre é possível maximizar a função de verossimilhança para obter os parâmetros do estimador.

Portugal (2009) afirma que o grande obstáculo à utilização prática do método de máxima verossimilhança consiste na frequente incapacidade de se obter uma solução explícita para a maioria dos problemas em questão. Por este motivo o método dos momentos tem sido amplamente utilizado em estudos científicos atuais. Entre os exemplos encontrados na literatura destacam-se:

- Putko et al. (2001) implementaram uma aproximação do método dos momentos estatísticos para propagação de erros e otimização de um código de dinâmica dos fluídos computacional;
- Jindo, Hung e Nishitani (2003) calcularam quantidades termodinâmicas de metais e ligas por meio dos momentos estatísticos;
- Heim, Olejnik e Pawlak (2005) empregaram os momentos estatísticos para descrever o processo de moagem de matérias-primas usado em escala industrial na fabricação de azulejos;
- Dorini e Cunha (2008) utilizaram o método dos momentos para aproximar uma equação de transporte linear aleatória;
- Hung e Thanh (2011) investigaram a influência da temperatura e da pressão sobre as propriedades do dióxido de cério (também conhecido como óxido cérico - CeO_2) utilizando o método dos momentos estatísticos;
- Hung, Hai e Binh (2013) utilizaram o método dos momentos para estudar o comportamento das curvas de fusão de metais com defeitos em altas pressões e temperaturas variadas.

2.9 ESTADO DA ARTE DOS MÉTODOS PARA ESTIMAÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL QUE UTILIZAM A PRESSÃO NO CILINDRO

Nesta seção serão apresentados os principais métodos usados para obtenção da razão equivalente ϕ ou do fator λ a partir do sinal da pressão no cilindro.

O traço da pressão no cilindro é afetado pela relação ar-combustível (relação A/C) assim como por outras variáveis do motor. Na literatura diversos trabalhos relatam métodos que permitem a separação dos efeitos da relação A/C dos outros efeitos sobre o traço da pressão

no cilindro. Estes métodos permitem estimar o coeficiente de excesso de ar (λ , ou fator λ) ou a razão equivalente (ϕ).

Além dos métodos apresentados nas próximas seções, outros métodos utilizados para estimação da relação A/C podem ser analisados nos estudos apresentados por Fiorini, Gassenfeit e Powell (1988) e Chauvin et al. (2006), métodos estes que utilizam a transformada rápida de Fourier e o filtro de Kalman para estimar a relação A/C, respectivamente.

2.9.1 Método dos momentos

Gilkey e Powell (1985) utilizaram com sucesso os quatro primeiros momentos estatísticos para estimar a razão equivalente (ϕ). Estes momentos (I_0 , I_1 , I_2 e I_3) foram centrados em uma referência arbitrária (ângulo da árvore de manivelas em que ocorre o momento da centelha, θ_{ref}), como mostram as equações (29), (30), (31) e (32).

$$I_0 = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (P(\theta) - P_{erro}(\theta)) d\theta \quad (29)$$

em que:

I_0 = momento estatístico;

$P(\theta)$ = pressão medida no cilindro;

$P_{erro}(\theta)$ = erro sistemático do sensor de pressão;

$\theta_{inicial}$ = ângulo da árvore de manivelas em que se inicia a coleta de dados, e

θ_{final} = ângulo da árvore de manivelas em que se encerra esta coleta.

$$I_1 = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (P(\theta) - P_{erro}(\theta)) (\theta - \theta_{ref}) d\theta \quad (30)$$

$$I_2 = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (P(\theta) - P_{erro}(\theta)) (\theta - \theta_{ref})^2 d\theta \quad (31)$$

$$I_3 = \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} (P(\theta) - P_{erro}(\theta)) (\theta - \theta_{ref})^3 d\theta \quad (32)$$

As integrais que compõe os momentos foram calculadas por somas de Riemann.

O segundo e o terceiro momento (I_2 e I_3) foram trocados por momentos (M_2 e M_3) centrados em $\bar{\theta}$, como mostram as equações (33), (34) e (35). Estas trocas evitam que os efeitos da escolha de uma posição angular de referência arbitrária determinem um mesmo valor dos momentos para formas diferentes do traço da pressão no cilindro.

$$\bar{\theta} = \frac{I_1}{I_0} \quad (33)$$

$$M_2 = I_2 - 2\bar{\theta}I_1 + \bar{\theta}^2 I_0 \quad (34)$$

$$M_3 = I_3 - 3\bar{\theta}I_2 + 3\bar{\theta}^2 I_1 - \bar{\theta}^3 I_0 \quad (35)$$

Gilkey e Powell (1985) concluíram que a pressão no cilindro é fortemente influenciada pela relação A/C nas fases de compressão e expansão do ciclo motor. Dentro destas fases foi criada uma "janela" de dados da pressão no cilindro para computação dos momentos. Esta janela compreende os dados da pressão no cilindro a partir do ângulo da árvore de manivelas em que ocorre o disparo da centelha (φ) até 120° após o disparo da centelha ($\varphi + 120^\circ$).

Os momentos computados por Gilkey e Powell (1985) foram normalizados para evitar que variações na magnitude do traço da pressão no cilindro, provocadas por alterações no ganho dos sensores, fossem interpretadas como mudanças ocorridas nas variáveis do motor. Entre os métodos de normalização avaliados, a área da pressão de acionamento foi a que forneceu os melhores resultados, produzindo momentos que variavam linearmente com as variáveis do motor, principalmente com relação a $\emptyset$.

A curva da pressão de acionamento (curva de pressão dentro do cilindro sem a ocorrência de combustão), o momento normalizado (por exemplo, M_2 normalizado - M'_2) e a área abaixo da curva da pressão de acionamento foram obtidas pelas equações (36), (37) e (38), respectivamente.

$$P(\theta)_{acionamento} = aGV(\theta)^{-k} \quad (36)$$

em que:

$P(\theta)_{acionamento}$ = pressão de acionamento [Pa];

aG = termo proporcional à pressão no coletor de admissão;

V = volume varrido [m^3];

θ = ângulo da árvore de manivelas [graus], e

k' = coeficiente politrópico da mistura ar-combustível.

$$A_{acio} = aG \int_{\theta_{inicial}}^{\theta_{final}} V(\theta)^{-k} d\theta \quad (37)$$

em que:

A_{acio} = área debaixo da curva de acionamento.

$$M'_{.2} = \frac{M_2}{A_{acionamento}} \quad (38)$$

Entre as formulações propostas por Gilkey e Powell (1985) para estimar $\emptyset$, a que apresentou melhor resultado foi a combinação linear entre os momentos normalizados de segunda e terceira ordem com a rotação do motor e a pressão no coletor de admissão, como mostra a equação (39).

$$\phi, \phi^* = a_1 N + a_2 P_{col} + a_3 M_2 + a_4 M_3 + a_5 \quad (39)$$

em que:

$\emptyset$ = razão equivalente;

$\emptyset^*$ = razão equivalente considerando a recirculação de gases de exaustão;

N = rotação do motor;

M_2 = momento de segunda ordem;

M_3 = momento de terceira ordem;

P_{col} = pressão no coletor de admissão estimada pelo termo aG que é diretamente relacionado com a pressão do ar na entrada do motor, e

a_1, a_2, a_3, a_4 e a_5 = coeficientes da regressão linear múltipla.

A equação (39) apresentou um erro *rms* (erro médio quadrático ou *root mean square error*) na estimativa de ϕ e de ϕ^* nas condições ensaiadas por ciclo a ciclo de 0,052 e 0,0291, respectivamente (GILKEY; POWELL, 1985). O erro *rms* considerando a média de 20 ciclos do motor foi de 0,0487 na estimativa de ϕ e de 0,0219 na estimativa de ϕ^* .

Gilkey e Powell (1985) justificaram que o modelo descrito pela equação (39) pode ter o erro *rms* elevado a 0,080 devido a erros na medição da posição da árvore de manivelas. Estes erros adicionariam um P_{erro} desconhecido no cálculo dos momentos. Porém, segundo aqueles autores o modelo poderia ser recalibrado utilizando um sensor de oxigênio (sonda lambda), para identificar o valor de ϕ para as misturas estequiométricas, ou por um método de estimação do pico da pressão no cilindro que permitisse alcançar facilmente uma resolução de 1° na posição angular da árvore de manivelas, dispensando a utilização do sensor de oxigênio.

O modelo para estimação de ϕ , sem corrigir os erros na medida da posição da árvore de manivelas, foi implementado por Gilkey e Powell (1985) em um microprocessador Intel 8096 (com micro controlador MCS 96) de 12 MHz e sua execução consumiu 4 ms, para um motor monocilindro, o que comprova a possibilidade de implementação deste modelo, uma vez que um ciclo de trabalho a 5000 rpm ocorre em 24 ms.

O Método dos Momentos também foi estudado por Arsie, Pianese e Rizzo (1998), Costa (2005) e Arsie et al. (2014).

Costa (2005) produziu algoritmos para calcular os momentos em qualquer ordem desejada, para normalização dos momentos por diversos métodos e para calcular regressões lineares múltiplas de modo a obter os modelos lineares de estimação de ϕ ou do fator λ .

Sellnau et al. (2000) apontam que o Método dos Momentos não foi estendido para a estimação de outras variáveis do motor, como, por exemplo, o avanço do ponto da centelha.

2.9.2 Método da razão de pressões

A literatura indica que a energia adicionada pela combustão do combustível pode ser um bom indicador da razão equivalente (ϕ) ou do fator λ . Uma das maneiras de medir esta energia foi reportada por Powell (1993), por meio da razão entre dois trechos distintos do traço da pressão no cilindro. O primeiro trecho deve ser tomado no tempo de compressão do motor, enquanto que o segundo trecho deve ser tomado no tempo de expansão do motor. Os

dois trechos do traço da pressão no cilindro devem ser tomados em posições angulares simétricas da árvore de manivelas.

A razão entre estes dois trechos do traço da pressão no cilindro foi denominada como razão de pressões (TP), como mostra a equação (40).

A razão de pressões está diretamente relacionada com a fração de massa queimada (FMQ) durante a combustão, como mostra a equação (41).

$$TP = \frac{\text{trecho do traço da pressão no cilindro (expansão)}}{\text{trecho do traço da pressão no cilindro (compressão)}} \quad (40)$$

$$FMQ = TP - 1 \quad (41)$$

Gassenfeit e Powell (1989) analisaram o método da razão de pressões propondo a equação (42). Os trechos do traço da pressão no cilindro foram tomados entre 60 e 120° APMS (antes do ponto morto superior), durante o tempo de compressão, e entre 60 e 120° DPMS (depois do ponto morto superior), durante o tempo da expansão, obtendo-se um valor médio da razão de pressões. O erro sistemático do sensor de pressão no cilindro e o termo aG (designados pelos autores como P_{col}) foram estimados de acordo com as formulações apresentadas na seção 2.6.1 do Capítulo 2, intitulada Estimativa do erro sistemático e do *drift* do sinal dos transdutores de pressão no cilindro.

$$\phi = a_1 N + a_2 P_{col} + a_3 TP + a_4 \quad (42)$$

em que:

ϕ = razão equivalente;

N = rotação do motor;

P_{col} = pressão no coletor de admissão estimada pelo termo aG que é diretamente relacionado com a pressão do ar na entrada do motor;

TP = razão de pressões, e

a_1, a_2, a_3, a_4 e a_5 = coeficientes da regressão linear múltipla.

Os resultados na estimação de ϕ , de acordo com Gassenfeit e Powell (1989), utilizando uma média de 10 ciclos de pressão no cilindro (10 ciclos de trabalho do motor) para diversas condições de operação do motor, apresentaram um erro de 2,4 % na faixa de $0,8 < \phi < 1,1$. Já o erro apresentado ciclo a ciclo (ciclos de trabalho do motor considerados individualmente)

aumentou para 3,3 %, utilizando uma amostragem de pressão a cada 2 graus de giro da árvore de manivelas, e para 4%, utilizando uma amostragem de pressão a cada 16 graus de giro da árvore de manivelas.

Powell (1993) comparou os resultados fornecidos pelos métodos dos momentos e da razão de pressões, considerando que a recirculação dos gases de exaustão foi prevista nestes dois algoritmos, e concluiu que o erro na estimativa de ϕ ciclo a ciclo utilizando o método da razão de pressões foi aproximadamente 20% maior do que utilizando o método dos momentos. Porém, o esforço de computação requerido pelo método dos momentos foi 10 vezes maior do que o requerido pelo método da razão de pressões.

Diversas aplicações e variantes do método da razão de pressões, para controle da relação A/C podem ser encontradas na literatura como, por exemplo, os estudos realizados por Leonhardt, Müller e Isermann (1999) e por Sellnau et al. (2000). No presente trabalho o método dos momentos será aplicado, originalmente, nas curvas geradas pelo método da razão de pressões.

2.9.3 Método do peso molecular

As informações apresentadas nesta seção baseiam-se nos estudos realizados por Patrick e Powell (1990) que desenvolveram um método para estimar a razão equivalente (ϕ) que é insensível a variações na temperatura da mistura ar-combustível. Este método depende apenas da composição química do combustível, ou mais precisamente, da proporção de átomos de hidrogênio para os de carbono (H/C). Quando ocorre a combustão o número de moléculas do produto da combustão aumenta em relação ao número de moléculas da mistura ar-combustível e, conseqüentemente, o peso molecular (G_m) também se altera.

A equação (43) comprova esse aumento considerando-se a combustão completa da gasolina típica (C_8H_{18}) em que o número de moléculas aumenta de 59,5 para 64. Essa variação no número de moléculas depende da relação A/C, da composição do combustível e da reação de combustão ser ou não completa.

Considerando a mistura ar-combustível como um gás ideal, pode-se calcular o número de moles antes e depois da combustão a partir da pressão no cilindro, da temperatura antes e depois da combustão e da aplicação da lei dos gases ideais. As medições da pressão no

cilindro e da temperatura nos coletores de admissão e escape antes e depois da combustão são feitas em posições angulares simétricas, antes e depois do PMS, ou seja, o volume da mistura ar-combustível é constante. A equação (44) mostra a relação obtida aplicando a lei dos gases ideais antes e depois da combustão considerando o volume constante.

$$\frac{n_{m1}}{n_{m2}} = \frac{P_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1} \quad (44)$$

em que:

n_{m1} = número de moles antes da combustão;

n_{m2} = número de moles depois da combustão;

P_1 = pressão no cilindro antes da combustão;

P_2 = pressão no cilindro depois da combustão;

T_1 = temperatura no coletor de admissão, e

T_2 = temperatura no coletor de escape;

Assumindo que a massa (m) contida dentro do cilindro não varia ao longo de todo o processo, pode-se considerar que a razão do número de moles é equivalente à razão média dos pesos moleculares, comparados antes e depois da combustão, como mostra a equação (45). A partir da razão dos pesos moleculares pode-se estimar a razão equivalente ($\emptyset$) por meio de uma regressão linear múltipla.

$$\frac{G_{m2}}{G_{m1}} = \frac{m/n_{m2}}{m/n_{m1}} = \frac{n_{m1}}{n_{m2}} \quad (45)$$

O método dos Pesos Moleculares, de acordo com Patrick e Powell (1990), apresentou um erro de 4,85% na faixa de $0,8 < \emptyset < 1,3$, utilizando uma média de 10 ciclos para diversas condições de operação do motor. Patrick e Powell (1990) apontaram as variações na composição do combustível e incertezas na quantidade de RGE como candidatas às principais fontes de erros deste algoritmo.

Powell (1993) analisou os resultados desse método e verificou que o seu desempenho poderia ser significativamente melhorado por meio da inclusão de um algoritmo de estimação da temperatura da mistura ar-combustível dentro do cilindro.

2.9.4 Método do calor liberado

Esta seção se baseia nos estudos realizados por Tunestal et al. (2003) que desenvolveram um método para estimar a relação A/C em função do calor liberado pela combustão. Foram elaborados dois modelos de velocidade de chama, um laminar e o outro turbulento, aos quais foi incorporado o calor liberado pela combustão. Após um extenso equacionamento matemático foi obtida uma relação direta com a relação ar-combustível, como mostra a equação (46).

$$A/C = c \frac{\Delta\theta_b}{Q_{total}} p_0^{1+\mu} T_0^{\beta-1} N^{-\eta} \quad (46)$$

em que:

c, μ, β e η = coeficientes da regressão linear múltipla;

$\Delta\theta_b$ = deslocamento do ângulo da árvore de manivelas desde o início até o final do processo de queima do combustível;

Q_{total} = calor total liberado durante a combustão;

p_0 = pressão no cilindro durante a admissão;

T_0 = temperatura no cilindro durante a admissão, e

N = rotação do motor.

Um dos diferenciais desse método é a utilização de dois métodos para estimação do erro sistemático do sensor de pressão no cilindro que admitem, como hipótese, o tempo de compressão como um processo politrópico. O primeiro método considera o coeficiente politrópico (k') conhecido, sendo que o modelo de estimação acaba sendo o resultado de uma aproximação linear obtida pelo método dos mínimos quadrados. No segundo método k é uma incógnita e é estimado por uma aproximação não linear obtida pelo método dos mínimos quadrados não lineares. Também foi utilizado o método das diferenças finitas de Newton para simplificar os cálculos das derivadas existentes neste modelo de estimação. O segundo método é mais exato que o primeiro, uma vez que o valor de k' (razão entre os calores específicos) varia de acordo com a temperatura da mistura ar-combustível.

Os resultados obtidos com o método do calor liberado apresentaram um erro de 4% na estimativa da A/C. Porém, para valores da mistura A/C acima de 18 a estimativa sofreu um forte desvio, devido à proximidade com o limite de mistura pobre.

2.9.5 Método do torque indicado

Müller e Isermann (2001) desenvolveram um método de estimação de λ baseado na avaliação da pressão média indicada (p_{mi}) ou do torque indicado proporcional ($p_{mi} \sim Tor_i$), ambos calculados nos tempos de compressão e expansão. O valor de λ (equação (47)) é obtido pela inversão de uma relação denominada λ normalizada ($\eta_{\lambda, norm}$) (equação (48)), em que $\overline{Tor_i}$ é o torque indicado e $\overline{Tor_{ótimo}}$ é o torque indicado ótimo, ambos obtidos da média dos torques de todos os cilindros (ou de cilindro a cilindro).

$$\eta_{\lambda, norm} = \frac{\overline{Tor_i}}{\overline{Tor_{ótimo}}} \quad (47)$$

$$\lambda = \frac{1}{\eta_{\lambda, norm}} \quad (48)$$

O $\overline{Tor_{ótimo}}$ é obtido de dados experimentais, considerando λ igual a 1 e ponto da centelha ótimo (MBT), por meio de duas variáveis de entrada, massa de ar no cilindro (carga) e rotação do motor (N). O $\overline{Tor_i}$ pode ser calculado por meio dos dados fornecidos pelos transdutores de pressão no cilindro. A eficiência de λ normalizada (λ -Eficiência) é uma função de $\eta_{\lambda, norm}$, que só pode ser invertida para $\lambda > 0,9$, restringindo a faixa de estimação da relação A/C para valores de λ maiores que 0,9.

Este método apresentou, nas condições ensaiadas, boa precisão na estimação e balanceamento da relação A/C cilindro a cilindro, para $\lambda > 0,9$. Diferencia-se dos métodos anteriores por não propor a substituição do sensor de oxigênio (sonda lambda), mas sim de utilizá-lo em conjunto com os sensores de pressão no cilindro, auxiliando a obtenção do torque indicado à medida que o motor sofre desgastes não previstos nos experimentos que deram origem aos dados de torque ótimo.

2.9.6 Análise comparativa dos métodos de estimação apresentados

Comparando-se os métodos descritos nas seções 2.9.1 a 2.9.5 infere-se que o método dos momentos se destaca em relação aos outros métodos apresentados devido a sua maior exatidão na estimação da relação ar-combustível. Apesar de ser mais exigente quanto aos

requisitos computacionais do que o método da razão de pressões, ele é bem menos exigente do que o método do calor liberado e já foi implementado com sucesso em um sistema de controle baseado na pressão no cilindro por Gilkey e Powell (1985).

No presente trabalho o método dos momentos será utilizado para obter modelos de estimação do fator λ e da fração mássica de etanol (*FMDE* - identificação do tipo de combustível). Este método também será aplicado à curva obtida pelo método da razão de pressões durante a obtenção dos modelos de estimação do fator λ e da *FMDE*.

2.10 CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA ESTATÍSTICA E TÉCNICAS ESTATÍSTICAS DE ANÁLISE RELEVANTES AO PRESENTE TRABALHO

Os modelos estatísticos estão compreendidos dentro da Estatística Descritiva, que permite descrever um determinado fenômeno por meio do cálculo de alguns coeficientes que constituem o modelo estatístico do fenômeno. Porém, para a construção de um modelo estatístico é necessário seguir alguns passos e conhecer alguns conceitos e definições fundamentais, que serão descritos nas próximas subseções juntamente com uma breve revisão teórica.

2.10.1 Variáveis aleatórias

Segundo Montgomery e Runger (2003) uma variável aleatória é uma função que confere um número real a cada resultado no espaço amostral de um experimento.

Montgomery e Runger (2003) explicam que a variável aleatória pode ser contínua quando tem um intervalo (finito ou infinito) de números reais para sua faixa como, por exemplo, medidas de comprimento, tensão e temperatura, ou pode ser discreta quando tem uma faixa finita (ou infinita contável), como por exemplo, o número de arranhões em uma superfície.

Montgomery e Runger (2003) afirmam que em alguns casos em que a variável aleatória é discreta, porém com uma faixa de valores possíveis muito grande, pode-se analisar esta variável como sendo uma variável aleatória contínua.

Quanto à pressão no cilindro pode-se inferir que se trata de uma variável aleatória contínua, mas que durante o processo de medição e aquisição são coletados valores discretos da pressão no cilindro.

2.10.2 Medidas de posição e dispersão

A principal medida de posição é a média amostral ($\bar{x}$).

Montgomery e Runger (2003) definem a média amostral como uma medida de localização e tendência central dos dados da amostra (subconjunto de observações selecionadas a partir de uma população), como mostra a equação (49).

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (49)$$

em que:

n = número de elementos da amostra de dados x_i

Quanto às medidas de dispersão ou variabilidade destacam-se o desvio padrão (σ) e a variância amostral (σ^2).

Montgomery e Runger (2003) definem a variância amostral e o desvio padrão da amostra de acordo com as equações (50) e (51), respectivamente. Quanto maior for a variância maior será a variabilidade da amostra.

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \left(x_i - \bar{x} \right)^2}{n-1} \quad (50)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(x_i - \bar{x} \right)^2}{n-1}} \quad (51)$$

2.10.3 Análise de variância ou ANOVA

Os conceitos e informações presentes nesta seção se referem aos estudos apresentados por Montgomery e Runger (2003).

A análise de variância (ANOVA) é utilizada para comparar médias quando houver mais de dois níveis em um único fator.

ANOVA é muito utilizada para análise de dados experimentais.

Nesta seção será descrito o procedimento de ANOVA para dois fatores. ANOVA para outros números de fatores é encontrada em detalhes em Montgomery e Runger (2003).

A Tabela 7 apresenta o arranjo de um experimento com dois fatores A e B e vários níveis, chamados de tratamentos, a e b . Cada nível, ou tratamento, dos dois fatores recebe como resposta uma variável aleatória ($x_{ij\psi}$). Neste caso o número de repetições do experimento, n , é igual nos dois tratamentos. A coleta dos dados deve ser feita de forma aleatória.

Tabela 7 - Arranjo dos dados observados em um experimento com dois fatores.

		Fator B			
		Nível 1	Nível 2	...	b
Fator A	Nível 1	$x_{1,1,1}, x_{1,1,2}, \dots, x_{1,1,n}$	$x_{1,2,1}, x_{1,2,2}, \dots, x_{1,2,n}$	...	$x_{1,b,1}, x_{1,b,2}, \dots, x_{1,b,n}$
	Nível 2	$x_{2,1,1}, x_{2,1,2}, \dots, x_{2,1,n}$	$x_{2,2,1}, x_{2,2,2}, \dots, x_{2,2,n}$	...	$x_{2,b,1}, x_{2,b,2}, \dots, x_{2,b,n}$
	:	:	:	:	:
	a	$x_{a,1,1}, x_{a,1,2}, \dots, x_{a,1,n}$	$x_{a,2,1}, x_{a,2,2}, \dots, x_{a,2,n}$	...	$x_{a,b,1}, x_{a,b,2}, \dots, x_{a,b,n}$

As observações da Tabela 7 podem se descritas pelo modelo linear estatístico apresentado pela equação (52).

$$x_{ij\psi} = \mu + A_i + B_j + (AB)_{ij} + \varepsilon_{ij\psi} \quad (52)$$

em que:

$x_{ij\psi}$ = variável aleatória referente à $ij\psi$ -ésima observação;

μ = média global;

A_i = efeito do i -ésimo tratamento do fator A ;

B_j = efeito do j -ésimo tratamento do fator B ;

$(AB)_{ij}$ = efeito da interação entre A e B ;

$\varepsilon_{ij\psi}$ = componente do erro aleatório;

$i = 1, 2, \dots, a$;

$j = 1, 2, \dots, b$, e

$\psi = 1, 2, \dots, n$.

Supondo que os fatores A e B sejam fatores fixos, ou seja, os níveis a e b são especificamente escolhidos pelo experimentalista e as interferências estão restritas somente a

estes níveis, a análise de variância poderá ser usada para testar as hipóteses sobre os efeitos principais dos fatores A e B e a interação AB considerando o modelo linear estatístico como sendo um modelo de efeitos fixos.

As hipóteses testadas são:

1. Hipóteses para o fator A :

H_0 : $A_1 = A_2 = \dots = A_a = 0$ (nenhum efeito principal do fator A);

H_1 : no mínimo um $A_i \neq 0$ (fator A afeta a variável aleatória).

2. Hipóteses para o fator B :

H_0 : $B_1 = B_2 = \dots = B_b = 0$ (nenhum efeito principal do fator B);

H_1 : no mínimo um $B_j \neq 0$ (fator B afeta a variável aleatória).

3. Hipóteses para interação entre os fatores AB :

H_0 : $(AB)_{11} = (AB)_{12} = \dots = (AB)_{ab} = 0$ (nenhum efeito principal da interação do fator A com o fator B);

H_1 : no mínimo um $(AB)_{ij} \neq 0$ (interação AB afeta a variável aleatória).

em que:

H_0 = hipótese nula;

H_1 = hipótese alternativa;

Índices 1, 2, i e j = representam os níveis dos fatores (tratamentos).

Analisando as hipóteses formuladas para realização da ANOVA, pode-se constatar que ela permite verificar se os efeitos dos fatores A e B são significativos sobre a variável aleatória e se existe interação entre os efeitos destes fatores.

Para obter as somas dos quadrados é necessário efetuar alguns somatórios e obter algumas médias.

As equações (53), (54), (55) e (56), respectivamente, representam a soma das observações no i -ésimo tratamento do fator A ($x_{i..}$), a soma das observações no j -ésimo tratamento do fator B ($x_{.j.}$), a soma das observações na ij -ésima célula da Tabela 7 ($x_{ij.}$) e a soma de todas as observações ($x_{...}$).

$$x_{i..} = \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^n x_{ijk} \quad i = 1, 2, \dots, a \quad (53)$$

$$x_{.j.} = \sum_{i=1}^a \sum_{\psi=1}^n x_{ijk} \quad j = 1, 2, \dots, b \quad (54)$$

$$x_{ij.} = \sum_{\psi=1}^n x_{ijk} \quad i = 1, 2, \dots, a \text{ e } j = 1, 2, \dots, b \quad (55)$$

$$x_{...} = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{\psi=1}^n x_{ij\psi} \quad (56)$$

As médias das linhas ($\bar{x}_{i..}$), das colunas ($\bar{x}_{.j.}$), das células ($\bar{x}_{ij.}$) e a média global ($\bar{x}_{...}$) são apresentadas pelas equações (57), (58), (59) e (60), respectivamente.

$$\bar{x}_{i..} = \frac{x_{i..}}{bn} \quad i = 1, 2, \dots, a \quad (57)$$

$$\bar{x}_{.j.} = \frac{x_{.j.}}{an} \quad j = 1, 2, \dots, b \quad (58)$$

$$\bar{x}_{ij.} = \frac{x_{ij.}}{n} \quad i = 1, 2, \dots, a \text{ e } j = 1, 2, \dots, b \quad (59)$$

$$\bar{x}_{...} = \frac{x_{...}}{abn} \quad (60)$$

A soma dos quadrados total, SQT , pode ser escrita de acordo com a equação (61).

$$SQT = SQA + SQB + SQAB + SQE \quad (61)$$

em que:

SQA = soma dos quadrados devido às linhas ou fator A ;

SQB = soma dos quadrados devido às colunas ou fator B ;

$SQAB$ = soma dos quadrados devido à interação entre A e B , e

SQE = soma dos quadrados devido ao erro.

As equações (62), (63), (64) e (65) representam SQT , SQA , SQB e $SQAB$, respectivamente.

$$SQT = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{\psi=1}^n x_{ij\psi}^2 - \frac{x_{...}^2}{abn} \quad (62)$$

$$SQA = \sum_{i=1}^a \frac{x_{i..}^2}{bn} - \frac{x_{...}^2}{abn} \quad (63)$$

$$SQB = \sum_{j=1}^b \frac{x_{.j.}^2}{an} - \frac{x_{...}^2}{abn} \quad (64)$$

$$SQAB = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \frac{x_{ij}^2}{n} - \frac{x_{...}^2}{abn} - SQA - SQB \quad (65)$$

A soma dos quadrados do erro pode ser obtida utilizando a equação (66).

$$SQE = SQT - SQA - SQB - SQAB \quad (66)$$

O número total de graus de liberdade é dado por $(a*b*n-1)$. Os fatores *A* e *B* possuem $(a-1)$ e $(b-1)$ graus de liberdade, respectivamente. O efeito da interação *AB* possui $(a-1)(b-1)$ graus de liberdade. Dentro de cada uma das *ab* células da Tabela 7 existem $(n-1)$ graus de liberdade entre as *n* repetições. As observações dentro de cada célula podem diferir somente devido ao erro aleatório. O erro possui $a*b*(n-1)$ graus de liberdade.

Os quadrados médios são obtidos dividindo-se cada soma dos quadrados pelo seu respectivo número de graus de liberdade.

A Tabela 8 sintetiza o procedimento de aplicação da análise de variância para um planejamento com dois fatores.

Tabela 8 - Análise de variância para um planejamento com dois fatores.

Fonte de Variação	SQs	GL	MQs	F
Tratamento A	SQA	a – 1	SQA/(a-1)	MQA/MQE
Tratamento B	SQB	b – 1	SQB/(b-1)	MQB/MQE
Interação AB	SQAB	(a-1)(b-1)	SQAB/(a-1)(b-1)	MQAB/MQE
Erro	SQE	ab(n-1)	SQE/ab(n-1)	
Total	SQT	abn - 1		

A estatística de teste F , obtida na ANOVA, deve ser maior que o valor crítico $F_{crítico}$, obtido nas tabelas da distribuição F , para que os fatores apresentem efeitos significativos sobre a variável aleatória em estudo.

2.10.4 Procedimento de Tukey

Segundo Benjamini e Braun (2002) o procedimento de Tukey aborda o problema de comparações múltiplas. Neste procedimento são analisados diversos grupos de médias (níveis de um fator). Considerando que todos estes grupos foram retirados de uma população de média, μ , e variância, σ^2 , e possuem o mesmo número de observações, n , e a mesma variância, pode-se obter um conjunto simultâneo de intervalos de confiança para todos os pares de médias dos grupos da forma $(\mu_i - \mu_j)$ usando a distribuição Q . A equação (67) descreve o conjunto de intervalos de confiança. A estatística de teste, w , pode ser escrita conforme a equação (68).

$$\bar{x}_i - \bar{x}_j - w \leq \bar{\mu}_i - \bar{\mu}_j \leq \bar{x}_i - \bar{x}_j + w \quad (67)$$

$$w = Q_{\alpha, k, k_{QME}} \sqrt{QME / n} \quad (68)$$

em que:

$Q_{\alpha, k, k_{QME}}$ = estatística da distribuição Q (Anexo D), com nível de confiança, α , e graus de liberdade do fator, k , e do erro (df na tabela do Anexo D), k_{QME} ;

QME = quadrado médio dos erros (estimador da variância).

Os pares de intervalos de confiança são significativamente diferentes entre si, quando não se sobrepõem uns aos outros, ou seja, quando a diferença entre as duas médias de um par é maior que a estatística de teste, w .

O procedimento de Tukey também é conhecido como o teste de Tukey da diferença honestamente significativa (*honestly significant difference* - *HSD*).

2.10.5 Método dos efeitos simples principais (SME)

Após a aplicação da ANOVA pode-se utilizar o procedimento de Tukey para comparar as diferenças entre as médias de cada nível dos fatores principais, entretanto, quando há

interação entre os fatores principais a utilização do procedimento de Tukey para comparação das médias dos níveis é questionável (HUCK, 2012).

De acordo com Huck (2012), havendo interação entre os fatores pode-se realizar a comparação das médias dos níveis utilizando o método dos efeitos simples principais (*SME*).

Na utilização do método *SME*, segundo Huck (2012), os dados de cada nível de um fator de interesse são separados para aplicação da ANOVA com 1 fator. Após a aplicação da ANOVA pode-se utilizar o procedimento de Tukey para comparar as médias dos níveis do fator de interesse.

Pode-se utilizar o estudo do presente trabalho para exemplificar o método *SME* considerando a análise de um parâmetro de desempenho do motor que apresente interação entre os fatores principais (fator λ e tipo de combustível). Neste caso deve-se escolher um dos fatores principais para a análise das médias, por exemplo, o fator λ . A escolha do fator λ resultará em uma análise sobre as diferenças entre os tipos de combustível em cada nível do fator λ . A Tabela 9 apresenta um resumo deste exemplo de aplicação do método *SME* seguido do procedimento de Tukey, ou seja, a indicação final (SIM ou NÃO) será se os tipos de combustível se diferenciam ou não em cada nível do fator λ .

Tabela 9 - Exemplo de aplicação do método *SME* e do procedimento de Tukey na presença de interação entre fatores principais (fator λ e tipo de combustível).

SME - Tukey - Potência, xxx rpm, carga, avanço da centelha		
Nível I		Combustível 1
Nível II		Combustível 2
Nível III		Combustível 3
Nível IV		Combustível 4
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,1	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim

2.10.6 Regressões lineares

Nas subseções a seguir serão abordadas as regressões lineares simples e múltiplas, de acordo com a teoria apresentada por Hoffmann e Vieira (1977).

A regressão linear simples pode ser obtida utilizando o comando *polyfit* do *software* Matlab[®], de acordo com as formulações descritas nesta seção.

Para obter os coeficientes de uma regressão linear múltipla pode-se utilizar o algoritmo apresentado por Costa (2005), desenvolvido de acordo com as formulações descritas nas próximas seções.

2.10.7 Regressão linear simples

O modelo estatístico de uma regressão linear simples entre duas variáveis X e Y , admitindo que Y é a variável dependente e que X é a variável independente, ou seja, Y é uma função linear de X , é definido pela equação (69). Para estabelecer uma regressão linear simples admite-se que a média do erro (u_i) é nula.

$$Y_i = a_1 + a_2 X_i + u_i \quad (69)$$

As estimativas $\hat{a}_1$ e $\hat{a}_2$ dos coeficientes a_1 e a_2 são feitas considerando o método dos mínimos quadrados. O método dos mínimos quadrados adota como estimativa dos coeficientes os valores que minimizam a soma dos quadrados dos erros (SQE), como mostra a equação (70). A função SQE será mínima quando suas derivadas parciais em relação à $\hat{a}_1$ e $\hat{a}_2$ forem nulas, como mostram as equações (71) e (72). A solução do sistema gerado pelas equações (71) e (72) permite obter os valores de $\hat{a}_1$ e $\hat{a}_2$ como mostram as equações (73) e (74).

$$SQE = \sum_{i=1}^n u_i^2 = \sum_{i=1}^n \left(Y_i - \hat{a}_1 - \hat{a}_2 X_i \right)^2 \quad (70)$$

$$\frac{\partial SQE}{\partial \hat{a}_1} = -2 \sum_{i=1}^n \left(Y_i - \hat{a}_1 - \hat{a}_2 X_i \right) = 0 \quad (71)$$

$$\frac{\partial SQE}{\partial \hat{a}_2} = 2 \sum_{i=1}^n \left(Y_i - \hat{a}_1 - \hat{a}_2 X_i \right) (X_i) = 0 \quad (72)$$

$$\hat{a}_2 = \frac{n \sum XY - (\sum X)(\sum Y)}{n \sum X^2 - (\sum X)^2} \quad (73)$$

$$\hat{a}_1 = \frac{(\sum X^2)(\sum Y) - (\sum X)(\sum XY)}{n \sum X^2 - (\sum X)^2} = \bar{Y} - \hat{a}_2 \bar{X} \quad (74)$$

A equação (75) mostra a reta de regressão estimada.

$$\hat{Y} = \hat{a}_1 + \hat{a}_2 X \quad (75)$$

2.10.7.1 Regressão linear múltipla

O modelo estatístico de uma regressão linear múltipla apresenta uma variável dependente (Y) como função linear de duas ou mais variáveis independentes (X_i), como mostram as equações (76) e (77). Para estabelecer uma regressão linear múltipla admite-se que a média do erro (u_i) seja nula.

$$Y_i = a_1 + a_2 X_{1i} + a_3 X_{2i} + \dots + a_n X_{ni} + u_i \quad (76)$$

$$Y_i = a_1 + \sum_{j=1}^n a_j X_{ji} + u_i \quad (77)$$

Para simplificar os cálculos de uma regressão linear múltipla utilizam-se variáveis centradas na média, como mostra a equação (78), onde x_{ij} é a variável X_{ij} centrada na média. Neste caso, o modelo estatístico da regressão linear múltipla é representado pela equação (79), ou em notação matricial pela equação (80).

$$x_{ij} = X_{ij} - \bar{X}_i \quad (78)$$

$$Y_i = a_1 + a_2 x_{1i} + a_3 x_{2i} + \dots + a_n x_{ni} + u_i \quad (79)$$

$$y = Xa + u \quad (80)$$

As estimativas $\hat{a}_n$ dos coeficientes a_{ni} da regressão linear múltipla são feitas considerando o método dos mínimos quadrados. A soma dos quadrados dos erros (SQR) para a regressão linear múltipla será mínima quando os valores de $\hat{a}_n$ tornarem sua diferencial identicamente

nula, como mostra a equação (81), obtendo o sistema de equações normais apresentado na equação (82).

$$dSQR = -2\left(d\hat{a}'\right)X'y + 2\left(d\hat{a}'\right)X'X\hat{a} = 0 \quad (81)$$

$$X'X\hat{a} = X'y \quad (82)$$

Se a matriz XX não for singular, pode-se obter a sua inversa $(XX)^{-1}$ e, multiplicando a equação (82) por esta inversa obtém-se a estimativa $\hat{a}$ dos parâmetros a_n , como mostra a equação (83).

$$\hat{a} = (X'X)^{-1}X'y \quad (83)$$

Construindo as matrizes XX e $X'y$, pode-se obter as estimativas $\hat{a}$ dos parâmetros a_n como mostram as equações (84) e (85).

$$X'X = \begin{bmatrix} n & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \sum x_{1j}^2 & \sum x_{1j}x_{2j} & \cdots & \sum x_{1j}x_{ij} \\ 0 & \sum x_{1j}x_{2j} & \sum x_{2j}^2 & \cdots & \sum x_{2j}x_{ij} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \sum x_{1j}x_{ij} & \sum x_{2j}x_{ij} & \cdots & \sum x_{ij}^2 \end{bmatrix} \quad (84)$$

$$X'y = \begin{bmatrix} \sum Y_j \\ \sum x_{1j}Y_j \\ \sum x_{2j}Y_j \\ \vdots \\ \sum x_{ij}Y_j \end{bmatrix} \quad (85)$$

A reta ajustada pela regressão linear múltipla é apresentada na equação (86).

$$\hat{Y} = \hat{a}_1 + \sum_{i=1}^j \hat{a}_i x_i \quad (86)$$

2.10.8 Análise dos modelos de regressão linear múltipla

Nas subseções desta seção serão utilizados os estudos apresentados por Montgomery e Runger (2003)

Para verificar a adequação dos modelos de regressão linear múltipla são utilizados testes de hipóteses relativos aos coeficientes dos modelos.

Estes testes requerem que os termos de erro no modelo de regressão sejam normal e independentemente distribuídos com média zero e variância σ^2 .

2.10.8.1 Teste de significância da regressão

O teste de significância da regressão permite determinar se existe uma relação linear entre a variável de resposta Y e os seus regressores $X_1, X_2, \dots, X_n$.

As hipóteses verificadas neste teste são:

$$H_0: a_1 = a_2 = \dots = a_n = 0$$

$$H_1: a_i \neq 0 \text{ para no mínimo um } i$$

em que:

H_0 = hipótese nula;

H_1 = hipótese alternativa;

$a_i, i = 1, 2, \dots, n$ = coeficientes da regressão linear múltipla.

A rejeição de H_0 implica que existe pelo menos um regressor, $X_1, X_2, \dots, X_n$, que contribui significativamente para o modelo e que existe uma relação linear entre os regressores e a variável de resposta.

Para rejeitar H_0 é necessário que o valor da estatística do teste, F , seja maior que o valor crítico $F_{\alpha, k, n-p}$, (α = nível de significância, k = número de regressores, n = número de observações de Y e p = número de parâmetros da regressão linear múltipla).

O procedimento do teste de significância da regressão é expresso de forma semelhante a uma tabela de ANOVA, como mostra a Tabela 10, em que QMR é o quadrado médio da regressão e QME é o quadrado médio dos erros.

Tabela 10 - Análise de variância para testar a significância na regressão múltipla.

Fonte de variação	Soma Quadrática	Graus de liberdade	Média Quadrática	F
Regressão	SQR	k	QMR	QMR/QME
Erro ou resíduo	SQE	$n - p$	QME	
Total	SQT	$n - 1$		

O valor da soma quadrática da regressão, SQR , é dado pela equação (87), em que o índice j expressa a numeração das observações das variáveis y .

$$SQR = \hat{a}' X' y - \frac{\left(\sum_j^n y_j \right)^2}{n} \quad (87)$$

A equação (88) expressa a soma quadrática do erro, SQE .

$$SQE = y' y - \frac{\left(\sum_j^n y_j \right)^2}{n} - \left[\hat{a}' X' y - \frac{\left(\sum_j^n y_j \right)^2}{n} \right] \quad (88)$$

A soma quadrática total, SQT , pode ser escrita de acordo com a equação (89).

$$SQT = SQE + SQR \quad (89)$$

O valor crítico $F_{crítico}$ é obtido a partir das tabelas de distribuição F .

2.10.8.2 Coeficiente de determinação múltipla ajustado

O coeficiente de determinação múltipla, r^2 , é definido de acordo com a equação (90), em que os valores de SQR , SQE e SQT , são as somas quadráticas da regressão linear múltipla.

$$r^2 = \frac{SQR}{SQT} = 1 - \frac{SQE}{SQT} \quad (90)$$

O valor de r^2 é uma medida da quantidade de redução na variabilidade de y , obtida pelo uso dos regressores $a_1, a_2, \dots, a_i$.

Um valor grande de r^2 não significa que o modelo de regressão seja bom. A adição de variáveis ao modelo sempre aumenta o valor de r^2 . Modelos com grandes valores de r^2 podem resultar em previsões pobres de novas observações ou estimativas pobres da resposta média.

Existem vários critérios que podem ser utilizados em substituição a do r^2 para comparar diferentes modelos de regressão.

Dentre estes critérios, o coeficiente de determinação ajustado (R^2), baseado no coeficiente de determinação r^2 , pode ser escrito de acordo com a equação (91).

$$R^2 = 1 - \frac{n-1}{n-p} (1 - r^2) \quad (91)$$

O valor de R^2 pode diminuir à medida que o valor de p aumenta, se a diminuição em $(n-1)(1-r^2)$ não for compensada pela perda de um grau de liberdade em $(n-p)$.

2.10.9 Raiz quadrada do erro quadrático médio

Conforme encontrado em Costa (2005), a raiz quadrada do erro quadrático médio ou *root mean square error (rms)* pode ser utilizado para comparar modelos de regressão, sendo obtido pela equação (92).

$$rms = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2}{n}} \quad (92)$$

O *rms* é uma medida do desvio entre os valores calculados e os valores originais.
em que:

$\hat{y}_i - y_i$ = resíduo da estimativa;
 n = números de estimativas.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentadas a bancada experimental e as características de seus componentes, os métodos utilizados para obtenção, cálculo e análise dos dados dos experimentos e os métodos e ferramentas utilizadas para obtenção e análise dos modelos de estimação do fator λ e de identificação do tipo de combustível.

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA DINAMOMÉTRICA

Os ensaios do motor foram realizados no Laboratório de Motores de Combustão integrado ao Núcleo de Engenharia Térmica e Fluídos (NETEF) da Escola de Engenharia Mecânica de São Carlos, utilizando um dinamômetro de corrente de Foucault da marca Schenck, modelo W260 de 260 kW com 100 rpm de resolução. Os demais componentes instalados para a realização dos ensaios foram:

- Motor VW, modelo AT 1000 8V com 61,2 CV de potência e relação de compressão de $14,1:1 \pm 0,5$, com bomba d'água e motor de partida originais de fábrica e com bateria 12 V (chumbo ácido) e alternador adaptado;
- sistema de arrefecimento para o motor, composto por dois radiadores, modelos VW AP 2000 e VW AT 1000, com acionamento elétrico externo;
- transdutor de temperatura do líquido de arrefecimento, modelo MTE-4053;
- bomba de combustível externa, modelo Delphi GM EFI, e regulador de pressão, modelo LP-47716/202 (3 bar);
- tubulação de escapamento redimensionada para possibilitar a instalação de tomadas de pressão, temperaturas, gases de exaustão e para instalação da sonda lambda de banda larga Bosch, modelo LSU 4.2 (n° 0 258 007 057), no duto do primeiro cilindro;
- controlador da sonda lambda de banda larga da marca FuelTech, modelo WB-O2, com resolução de $0,01 \lambda$, faixa de medição de $0,65 - 4,00 \lambda$ e tempo de resposta da sonda menor que 100 ms;
- sistema de medição dos gases de exaustão composto pelo medidor da marca Tecnomotor, modelo TM 131 e por um notebook (PC-compatível - computador de monitoramento 2) para aquisição de dados via porta serial, utilizando o *software* SOFTGAS;

- sistema de admissão de ar composto por uma câmara de ressonância, medidor de vazão mássica de ar, modelo Ford 98AB-128579-B2B, psicrômetro marca Asahi Style com escalas de temperatura de bulbo seco e úmido de -10 a 50°C e por um barômetro WI 71353 com resolução de 1 mmHg;
- buffer de tensão com divisor de tensão em uma das saídas, desenvolvido no presente trabalho para reprodução do sinal do transdutor de rotação - PMS (ponto morto superior) em duas saídas diferentes, uma com tensão adequada ao sistema de aquisição e outra com tensão idêntica à tensão de entrada para o sistema de gerenciamento eletrônico do motor;
- adaptador instalado no coletor de admissão para tomadas de pressão e temperatura;
- amplificador de termopares do tipo K com compensação de junta fria, desenvolvido no presente trabalho com base no amplificador AD595AQ, com faixa de medição de 0-1250°C e ganho de 10 mV/°C;
- transdutor de pressão absoluta da marca Motorola, modelo MPXH6115AC6T1 (15 a 115 kPa), instalado no coletor de admissão e transdutor de pressão relativa da marca Motorola, modelo MPX4250GP (0 a 250 kPa) instalado no coletor de escape;
- pistola de ponto indutiva digital para medição do avanço da centelha em função do PMS marca PlanaTC, modelo PP-2000, como resolução de 0,1°;
- transdutor de pressão no cilindro (0-150 bar) da marca AVL, modelo 8QP 500CA com resolução de 0,004 bar e frequência natural de 100 kHz, instalado na câmara de combustão do primeiro cilindro do motor;
- amplificador de carga marca AVL, modelo 3059 HICF, para conversão da carga elétrica do transdutor de pressão no cilindro em um sinal de tensão;
- sistema de medição de consumo composto por uma balança digital marca Toledo, modelo XP32001L com resolução de 0,1 g, computador PC-compatível para aquisição via porta serial e algoritmo de aquisição desenvolvido em linguagem gráfica LabVIEW®;
- sistema de aquisição de dados (pressão no cilindro e nos coletores de admissão e escape, sinal do transdutor de rotação - PMS, vazão mássica de ar, temperatura do líquido de arrefecimento, da admissão e dos gases de exaustão) composto por um módulo de condicionamento de sinais NI SCXI-1000 da National Instruments, um

computador PC-compatível (computador de monitoramento 1) com uma placa de aquisição PCI-6035E da National Instruments e algoritmo desenvolvido no presente estudo em linguagem gráfica LabVIEW®, e

- sistema de gerenciamento eletrônico reprogramável do motor marca FuelTech, modelo RacePro-1Fi. Esse sistema permite a variação dos valores de tempo de injeção de combustível e momento da centelha, assim como é capaz de monitorar variáveis das condições de funcionamento do motor (temperatura do motor, avanço da centelha, tempo de injeção e pressão no coletor de admissão).

A Figura 13 mostra uma visão geral da bancada dinamométrica, enquanto que a Figura 14 mostra um diagrama de blocos com os sistemas relevantes desta bancada.

Figura 13 - Visão geral da bancada dinamométrica.

De acordo com a Figura 14 os valores (representados pelas linhas cinzas) das medições do fator λ , da pressão barométrica, do avanço da centelha, do torque do motor e das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido foram anotados em uma planilha impressa para esta finalidade. Posteriormente, esta planilha foi digitalizada. As demais medições (representadas pelas linhas azuis e vermelhas) foram coletados utilizando os computadores de monitoramento 1 e 2.

Figura 14 - Diagrama de comunicação da bancada dinamométrica.

3.1.1 Características dos principais componentes da bancada dinamométrica

3.1.1.1 Dinamômetro

O dinamômetro de corrente de Foucault da marca SHENCK utilizado nos experimentos, modelo W260 fabricado em 1968, encontra-se instalado no Laboratório de Motores de Combustão integrado ao Núcleo de Engenharia Térmica e Fluídos (NETEF) da Escola de Engenharia de São Carlos. As principais características deste equipamento encontram-se na Tabela 11.

Tabela 11 - Principais características do dinamômetro SHENCK, modelo W260.

Rotação máxima	7500 [rpm]
Torque máximo a 7500rpm	211,508 [Nm]
Escala 1 (utilizada)	0 a 25 kg red
Controle de rotação (utilizado)	Rotação constante (Erro: ± 10 rpm)

Por motivos de segurança a rotação do motor durante os experimentos não excedeu os 3000 rpm.

A Figura 15 mostra o controlador de rotação do dinamômetro SHENCK, modelo W260, que foi utilizado na função de rotação constante ("n = const."), e os equipamentos instalados ao seu redor.

Figura 15 - Controlador de rotação do dinamômetro e equipamentos ao seu redor.

Para facilitar os cálculos durante os experimentos foi determinado um parâmetro, chamado de fator da potência, que multiplicado pela rotação da árvore de manivelas resulta na potência do motor em kW. O desenvolvimento deste parâmetro encontra-se no Apêndice D, assim como o procedimento de calibração do dinamômetro que resultou nas equações que fornecem o torque e o fator da potência para os diversos valores observados na balança dinamométrica (em kg red).

As equações (93) e (94) representam o torque e o fator da potência do motor em função dos valores observados (em kg red) na balança dinamométrica, respectivamente. Os valores entre parênteses nestas equações representam o erro padrão das retas de regressão linear, com nível de confiança de 95%.

$$\text{Torque}[Nm] = 7,2858 \text{kgred} + 2,1845 \quad (0,7831) \quad (93)$$

$$\text{Fator da Potência} = 0,763 \text{kgred} + 0,2288 \quad (0,082) \quad (94)$$

A potência do motor pode ser obtida diretamente pela equação (95).

$$\text{Potência} [kW] = \frac{\text{Fator da Potência} * \text{rpm}}{1000} \quad (95)$$

3.1.1.2 Características do motor

As principais características nominais originais do motor VW AT 1000 8V a etanol ensaiado em dinamômetro são apresentados na Tabela 12.

Os dados nominais apresentados na Tabela 12 são fornecidos pelo fabricante do motor VW AT 1000 8V nos manuais do proprietário e de serviço de manutenção.

A expressão *Cross-flow* (fluxo cruzado), utilizada para designar o fluxo de gases na Tabela 12, significa que a entrada e a saída de gases ocorrem em lados opostos do motor.

Devido à instalação de um transdutor de pressão na câmara de combustão do primeiro cilindro a relação de compressão deste motor foi medida antes da realização dos experimentos. Os procedimentos para obtenção dos valores da relação de compressão e suas incertezas padrões encontram-se no Apêndice E.

Tabela 12 - Características nominais do motor VW AT 1000 8 Válvulas a etanol segundo Volkswagen do Brasil Ltda. (2003)

Potência máxima - rotação (CV-rpm)	61,2 - 5000
Torque máximo - rotação (Nm - rpm)	95 - 3500
Cilindrada (cm³)	999
Número de cilindros	4
Relação de compressão	14,1:1 ± 0,5
Diâmetro dos cilindros (mm)	67,1
Curso do pistão (mm)	70,6
Fluxo dos gases	<i>Cross-Flow</i>
Sistema de gerenciamento eletrônico	Multiponto sequencial com sonda lambda e controle de detonação - Bosch Motronic MP 9.0
Sequência de Ignição (ordem de explosão)	1 - 3 - 4 - 2
Avanço inicial em marcha lenta	6° APMS
Vela de ignição	3 eletrodos de massa - modelo WR 8LTC
Distribuidor	Instalado no cabeçote - acionado pelo comando de válvulas (ignição dinâmica)
Rotação em marcha lenta (rpm)	850 ± 50

Os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape do motor VW AT 1000 8V são apresentados na Tabela 13. Os valores destes ângulos foram obtidos com um goniômetro mecânico, da marca Digimess, colocado no eixo da polia de distribuição do motor, verificando o momento de abertura e fechamento das válvulas no interior do cabeçote.

Tabela 13 - Abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape.

Válvula	Abre	Fecha	Ângulo de Permanência [Graus]
Admissão	PMS (0°)	17° DPMI (197°)	197
Escape	24° APMI (516°)	PMS (720°)	204

Os ângulos entre parênteses apresentados na Tabela 13 são relativos à posição absoluta da árvore de manivelas em relação ao ponto morto superior (PMS) do 1° cilindro do motor.

3.1.1.3 Sistema de medição dos gases de exaustão

A tomada de gases de exaustão foi realizada no duto de escapamento do primeiro cilindro do motor VW, próximo da montagem da sonda lambda.

Os gases foram conduzidos, por uma mangueira de silicone de 1/2 polegada, passando por dois filtros de combustível automotivos da marca Tecfill, modelos AG 68, para redução dos vapores d'água, até um aparelho de medição por infravermelho não dispersivo da marca Tecnomotor, modelo TM 131. A Figura 16 mostra a utilização deste aparelho durante as medições dos gases de exaustão.

Figura 16 - Utilização do aparelho TM131 para medição dos gases de exaustão.

As especificações técnicas do aparelho TM131 são apresentadas na Tabela 14.

Tabela 14 - Especificações técnicas do analisador de gases TM131 com analisador opcional de NO_x .

Gás	Medida mínima	Medida máxima	Resolução
O_2	0 (%)	25 (%)	0,01 (%)
CO	0 (%)	15 (%)	0,01 (%)
CO_2	0 (%)	20 (%)	0,1 (%)
HC (Hexano)	0 (ppm)	20.000 (ppm)	1 (ppm)
HC (Propano)	0 (ppm)	40.000 (ppm)	1 (ppm)
NO_x	0 (ppm)	5.000 (ppm)	1 (ppm)

A leitura dos valores medidos pelo medidor TM131 foram anotadas em planilhas impressas para esta finalidade e também adquiridas em um notebook, via porta serial, utilizando o *software* SOFTGAS, da marca Tecnomotor.

A Figura 17 mostra a tela do programa SOFTGAS durante a realização de uma medida dos gases de exaustão.

Figura 17 - Visual da tela de medição do programa SOFGAS.

3.1.1.4 Transdutor de temperatura do líquido de arrefecimento

O transdutor de temperatura, modelo MTE-4053, foi utilizado para monitorar a temperatura do líquido de arrefecimento do motor durante os experimentos.

As características e os procedimentos adotados para obter a curva de calibração deste transdutor são apresentados no Apêndice F.

A curva de ajuste da tensão de saída deste transdutor ($+V_s$) em função da temperatura pode ser escrita de acordo com a equação (96) extraída do Apêndice F. O erro padrão, com nível de confiança de 95%, é apresentado entre parênteses na equação (96).

$$Temperatura = -1,268V_s^5 + 14,522V_s^4 - 64,627V_s^3 + 141,46V_s^2 - 175,74V_s + 146,43$$

$$(0,9046) \quad (96)$$

3.1.1.5 *Buffer* e divisor de tensão para o sinal do transdutor de rotação - PMS

O sinal do transdutor de rotação - PMS (conhecido popularmente como sensor de efeito Hall com 1+3 janelas (ou armaduras)), original do sistema de gerenciamento eletrônico Motronic MP 9.0, foi utilizado para determinar a posição da árvore de manivelas em cada ciclo de pressão no cilindro.

As aquisições iniciais do sinal deste transdutor apresentaram tensões de até +15V CC.

O módulo de condicionamento de sinais utilizado nos experimentos, NI SCXI-1000 da National Instruments, possui canais de entrada de até +10V CC. Portanto, foi necessário construir um divisor de tensão (divisor de tensão resistivo ou divisor de resistência) para tornar a tensão do sinal do transdutor de rotação - PMS compatível com as especificações de entrada deste módulo.

Segundo Regazzi, Pereira e Silva Júnior (2005) um divisor de tensão resistivo, constituído por dois resistores em série, apresenta tensão na saída proporcional à razão entre a resistência de interesse e a resistência total do circuito, conforme a equação (97), em que R_1 e R_2 são as resistências dos resistores, V_{s_2} é a tensão na saída e V_b é a tensão de alimentação. O circuito do divisor de tensão resistivo pode ser visto na Figura 18 em conjunto com um *buffer* de tensão.

$$V_{s_2} = \frac{V_b R_2}{(R_1 + R_2)} \quad (97)$$

O divisor de tensão construído consiste de dois resistores em série, com resistências de 10 k Ω , e faz com que a tensão na saída seja a metade da tensão na entrada. A entrada deste circuito é o sinal do transdutor de rotação - PMS.

Para isolar o sinal do transdutor de rotação - PMS adquirido pelo módulo NI SCXI-1000 do mesmo sinal adquirido pelo sistema de gerenciamento eletrônico RacePro-1Fi (ou Motronic MP 9.0) foi desenvolvido um *buffer* de tensão (circuito seguidor de tensão).

Segundo Boylestad e Nashelsky (1998) um *buffer* de tensão, construído a partir de um amplificador operacional, permite que um ou mais sinais de saída sejam criados a partir de um sinal de entrada sem que o sinal de entrada seja afetado pelos sinais de saída (ganho de tensão unitário, $V_{entrada} = V_{saída}$). O *buffer* de tensão fornece corrente aos sinais de saída isoladamente da corrente do sinal de entrada.

A Figura 18 apresenta o circuito construído para fazer o buffer e o divisor de tensão para o sinal do transdutor de rotação - PMS, em que “+ E ” corresponde à entrada do sinal deste sensor, + V_{s1} corresponde à saída com tensão idêntica ao do sinal de entrada (conectada ao sistema de gerenciamento eletrônico RacePro-1Fi ou Motronic MP 9.0), “+ V_{s2} ” corresponde à saída com tensão igual à metade do sinal de entrada (conectada ao módulo NI SCXI-1000) e V_b corresponde à tensão da bateria. Este circuito é constituído por um amplificador operacional, modelo LM324A, e por dois resistores (10 k Ω).

As principais especificações técnicas do amplificador operacional LM324A encontram-se no Anexo A.

Figura 18 - Circuito do *buffer* de tensão com um divisor de tensão em uma das saídas.

A Figura 19 mostra uma fotografia da instalação do *buffer* e do divisor de tensão na bancada dinamométrica.

Figura 19 - Instalação na bancada dinâmométrica do *buffer* e divisor de tensão para o sinal do transdutor de rotação - PMS.

3.1.1.6 Amplificador para termopar do tipo K com compensação de junta fria

Para adquirir os dados de temperatura nos coletores de admissão e escape foram instalados três termopares do tipo *K* e construídos três amplificadores para os sinais dos termopares com compensação de junta fria, utilizando o circuito integrado (CI) AD595AQ.

Regazzi, Pereira e Silva Júnior (2005) descrevem as características fundamentais dos termopares do tipo *K* que são constituídos por uma liga metálica de chromel-alumel e apresentam faixa de operação de -200 até 1250°C.

O primeiro termopar foi instalado no duto coletor de admissão do primeiro cilindro. Na Figura 20 pode-se observar que este termopar encontra-se próximo do cabeçote e pouco antes da posição do *spray* da válvula eletromagnética injetora de combustível.

Figura 20 - Termopar do tipo K instalado no duto do coletor de admissão do primeiro cilindro.

O segundo termopar foi instalado no duto do coletor de escape do primeiro cilindro, distante do cabeçote na mesma proporção da posição do primeiro termopar (no coletor de

admissão) até o cabeçote, como mostra a Figura 21. As posições dos termopares, nos coletores de admissão e escape, seguiram as recomendações de Patrick e Powell (1990), para obtenção de dados de temperatura dos gases de um motor gerenciado por um sistema eletrônico baseado no sinal da pressão no cilindro.

Figura 21 - Termopar do tipo K instalado no duto do primeiro cilindro do coletor de escape.

Para monitorar a temperatura próxima à sonda lambda de banda larga Bosch, modelo LSU 4.2 que suporta temperaturas de até 850°C, foi instalado o terceiro termopar. Este termopar foi posicionado entre a sonda lambda original do sistema Motronic MP 9.0 e a sonda lambda de banda larga, como mostra a Figura 22.

Figura 22 - Termopar do tipo K instalado entre as sondas lambdas no duto do coletor de escape do primeiro cilindro.

Os amplificadores para os sinais dos termopares foram construídos segundo o diagrama elétrico apresentado na Figura 23. Neste circuito pode-se observar que a alimentação foi feita

com uma fonte de 15 V CC e que o sinal de saída do CI AD595AQ foi filtrado por um filtro de segunda ordem (filtro RC de segunda ordem) do tipo passa-baixa com frequência de corte de aproximadamente 16 kHz.

Esta frequência de corte foi estabelecida com o intuito de verificar se os circuitos construídos seriam afetados pelas frequências em que ocorrem *knocking* no motor.

Este filtro RC de segunda ordem é constituído por dois pares em paralelo de resistores (10 kΩ) e capacitores (1 nF) em série. De acordo com Boylestad e Nashelsky (1998) a frequência de corte é calculada segundo a equação (98), em que F_c é a frequência de corte em [Hz], R_s é a resistência em [Ω] e C_p é a capacitância em [F].

$$F_c = \frac{1}{2\pi R_s C_p} \quad (98)$$

Figura 23 - Circuito elétrico do amplificador de termopar do tipo K.

A equação (99) representa a temperatura ($Temp$, em °C) em função da tensão na saída do CI AD595AQ (V_s). Esta equação foi elaborada a partir dos dados apresentados no manual deste CI e apresenta coeficiente de determinação (r^2) de 0,9993. O erro padrão, com nível de confiança de 95%, encontra-se entre parênteses na equação (99).

$$Temp = 8 \cdot 10^{-8} V_s^2 + 0,0976 V_s \quad (2,382) \quad (99)$$

Não foram obtidas as curvas experimentais dos circuitos construídos para os amplificadores de termopares do tipo K devido à falta de equipamentos adequados para a realização das medições de temperatura em função da tensão de saída destes circuitos.

O Anexo B apresenta as principais especificações técnicas do amplificador de termopares AD595AQ.

A Figura 24 mostra a fotografia da instalação dos amplificadores de termopares do tipo k construídos na bancada dinamométrica.

Figura 24 - Instalação na bancada dinamométrica dos amplificadores de termopares do tipo K.

3.1.1.7 Transdutores de pressão nos coletores de admissão e de escape

Foram medidas, nos dutos do primeiro cilindro do motor, a pressão absoluta no coletor de admissão e a pressão relativa no coletor de escape.

A pressão no coletor de admissão é fundamental para realizar a correção da potência do motor em plena carga.

As tomadas de pressão nos coletores de admissão e escape podem ser vistas nas Figuras 20 (26, também) e 21, respectivamente.

Para medir a pressão absoluta no coletor de admissão foi utilizado um transdutor de pressão da marca Motorola, modelo MPXH6115AC6T1, com faixa de medição de 15 a 115 kPa.

Para medir a pressão relativa no coletor de escape foi utilizado um transdutor de pressão da marca Motorola, modelo MPX4250GP, com faixa de medição de 0 a 250 kPa.

O Anexo C apresenta as principais especificações técnicas destes transdutores de pressão absoluta e relativa.

A Figura 25 apresenta o circuito elétrico construído de acordo com as recomendações do fabricante para obter a pressão absoluta do coletor de admissão.

Neste circuito pode-se observar que a alimentação foi feita com uma fonte de 5V CC e que o sinal de saída do circuito foi filtrado por um filtro RC de segunda ordem do tipo passa-baixa com frequência de corte de aproximadamente 16 kHz.

Este filtro RC de segunda ordem é constituído por um par em paralelo de resistor (10 kΩ) em série com capacitor (1 nF).

Figura 25 - Circuito do transdutor de pressão utilizado no coletor de admissão.

A equação (100) representa a pressão absoluta em kPa (P_{ab}) medida em função da tensão de saída (V_s) do transdutor de pressão MPXH6115AC6T1. O valor de 1,5, expresso entre parênteses, representa o erro da medida segundo o fabricante.

$$P_{ab} = \left(\frac{V_s}{0,045} \right) + 10,5556 \quad (1,5) \quad [kPa] \quad (100)$$

O circuito elétrico construído para obter a pressão relativa do coletor de escape é semelhante ao apresentado na Figura 25, substituindo apenas o transdutor de pressão absoluta MPXH6115AC6T1 pelo transdutor de pressão relativa MPX4250GP.

A equação (101) representa a pressão relativa em kPa (P_{rel}) fornecida em função da tensão de saída (V_s) do transdutor de pressão MPX4250GP. O valor de 0,06, expresso entre parênteses, representa o erro da medida segundo o fabricante.

$$P_{rel} = \left(\frac{V_s}{0,01845} \right) + 10,8401 \quad (3,45) \quad [kPa] \quad (101)$$

A Figura 26 mostra uma fotografia da instalação do sistema de medição da pressão absoluta do coletor de admissão na bancada dinamométrica.

Figura 26 - Sistema de medição da pressão do coletor de admissão instalado na bancada dinamométrica.

3.1.1.8 Amplificador de carga do transdutor de pressão no cilindro

O sistema de medição da pressão no cilindro é composto por um transdutor piezelétrico de pressão, modelo 8QP 500CA, e por um amplificador de carga, modelo 3059 HICF, ambos da marca AVL.

A Tabela 15 apresenta as principais características do transdutor piezelétrico de pressão 8QP 500CA.

A tomada de pressão no cilindro foi obtida furando a parede do cabeçote do motor, com uma broca de 1,7 mm de diâmetro, até atingir a câmara de combustão do primeiro cilindro, como mostra a Figura 27. Esta posição do furo foi escolhida em função de ser a única região segura e acessível para a instalação do adaptador do transdutor de pressão.

No lado externo da parede furada foi produzida uma rosca métrica de 8 mm para receber o adaptador do transdutor de pressão. A Figura 28 apresenta uma fotografia do adaptador com o transdutor de pressão instalado no motor.

Tabela 15 - Especificações técnicas do transdutor 8QP 500CA.

Faixa de medição [bar]	0 - 150
Resolução [bar]	0,004
Frequência natural [kHz]	100
Sensibilidade (nominal) [pC/bar]	11,69
Coeficiente de sensibilidade à temperatura [%/°C]	0,01
Capacitância [pF]	3,1
Linearidade [% do fundo de escala]	<0,6
Máxima temperatura de operação sem refrigeração [°C]	200
Massa [g]	14

Figura 27 - Câmara de combustão do motor VW AT1000 8V com orifício para tomada da pressão no cilindro.

Figura 28 - Transdutor de pressão instalado na câmara de combustão do primeiro cilindro do motor VW AT1000 8V.

O sinal do transdutor de pressão no cilindro foi amplificado por um amplificador de carga da marca AVL, modelo 3059 HICF. Este amplificador foi calibrado, antes do início dos experimentos, utilizando um calibrador de carga da marca AVL, modelo 3054-A01. A Figura 29 apresenta a bancada que engloba o amplificador e o calibrador de carga utilizado.

Figura 29 - Amplificador de carga 3059 HICF-Amplifier.

A Tabela 16 apresenta as principais características e resultados do procedimento de calibração do amplificador de carga 3039 HICF.

Tabela 16 - Características do amplificador de carga HICF calibrado.

Pressão máxima estimada (A) [bar]	100
Sensibilidade do transdutor (B) [pC/bar]	11,69
Carga de calibração (C = A*B) [nC]	1,169
Tensão requerida (D) [V]	5
Ganho do amplificador (D/A) [V/bar]	0,05
Posição do Seletor "RANGE" [pC/V]	100 (100pC até 10nC)
Frequência de corte [kHz]	100
Entrada do sinal do transdutor	Canal "IN"
Temperatura de operação [°C]	0 - 60
Seletor de medida "TIME CONST"	"LONG" (sem filtro)

O seletor "RANGE" determina a faixa de medição do amplificador HICF, enquanto que o seletor "TIME CONST" permite a saída do sinal amplificado do transdutor de pressão no cilindro para o sistema de aquisição de dados. A carga de calibração pode ser obtida, segundo o manual do fabricante, devido à boa linearidade do transdutor de pressão, multiplicando a pressão máxima (estimada) pelo ganho do transdutor. O ganho do amplificador (conversor carga/tensão) é de 0,05 V/bar.

A faixa de medição selecionada (seletor "RANGE") foi de 100 pC até 10 nC e a carga de calibração é de 1,169 pC o que permite obter medidas de pressão acima de 100 bar sem atingir o fundo de escala do amplificador (aproximadamente 855 bar (10 nC/11,69 pC), que é a maior pressão medida pelo transdutor).

De acordo com as instruções da AVL, fabricante do amplificador HICF, este aparelho é sensível à umidade, o que resulta em um *drift* (escorregamento) do sinal amplificado. Para evitar ou minimizar este efeito o amplificador foi mantido ligado e alojado em uma sala com condicionador de ar.

Outra medida adotada para evitar a ocorrência de *drift* no sinal amplificado foi utilizar o seletor "TIME CONST" na posição "GND" antes de ser efetuada a aquisição do sinal amplificado. Na posição "GND" o amplificador descarrega o seu capacitor interno reduzindo os efeitos de escorregamento do sinal.

O *drift* que não pode ser evitado com os cuidados descritos nesta seção foi corrigido utilizando o parâmetro do erro sistemático da pressão no cilindro, P_{erro} , calculado de acordo com a descrição feita na seção 2.6.1 do Capítulo 2. A subtração deste erro do sinal do transdutor de pressão no cilindro elimina o erro sistemático juntamente com o *drift*.

O procedimento de cálculo do parâmetro do erro sistemático foi descrito na seção 2.61.

3.1.1.9 Sistema de medição de consumo

O consumo de combustível do motor foi medido em [g/s] utilizando uma balança digital da marca Toledo[®], modelo XP32001L, com faixa de medição de 32,1 kg e resolução de 0,1 g, um computador PC-compatível para aquisição das medidas via porta serial e um algoritmo de monitoração e aquisição de dados desenvolvido em linguagem gráfica LabVIEW[®].

A Figura 30 apresenta o reservatório colocado sobre a balança digital para a medição da massa de combustível consumida pelo motor.

Figura 30 - Reservatório de combustível e balança digital utilizados no sistema de medição de consumo.

O algoritmo de comunicação da balança digital com o PC-compátível, via porta serial, foi desenvolvido em linguagem gráfica LabVIEW[®] pelo grupo técnico do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluídos (NETEF) do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos.

Este algoritmo de comunicação foi utilizado no presente estudo no desenvolvimento de outro algoritmo (VI - virtual instrument: instrumento virtual) capaz de medir o consumo horário de combustível.

As Figuras 31 e 32 apresentam o painel frontal e o diagrama de blocos do VI desenvolvido no presente trabalho, respectivamente. Este VI permite visualizar os tempos de aquisição, massa de combustível e consumo horário de combustível em [g/s] e [kg/h], estabelecer o intervalo entre as medidas em [s] e salvar os valores adquiridos pelo VI de massa de combustível em [g], tempo entre cada medida em [s] e o consumo horário de combustível em [g/s].

Figura 31 - Painel frontal do VI para medição do consumo de combustível.

Figura 32 - Diagrama de blocos do VI para medição de consumo de combustível.

3.1.2 Sistema de aquisição de dados

Um módulo de condicionamento de sinais NI SCXI-1000 da National Instruments foi utilizado em conjunto com uma placa de aquisição PCI-6035E da National Instruments, instalada em um computador PC-compatível, e com um algoritmo (VI) desenvolvido em linguagem gráfica LabVIEW®, desenvolvido neste estudo, para realizar a aquisição de dados provenientes do motor VW durante as medições.

A placa de aquisição de dados PCI-6035E possui frequência de amostragem máxima de 200 kS/s (*kilo samples per second*: amostras por segundo).

O VI de aquisição de dados permite visualizar a magnitude do espectro de frequências do sinal de pressão no cilindro e o consumo de combustível. Outras oito variáveis do funcionamento do motor podem ser visualizadas e salvas por este VI em um arquivo com extensão ".txt". A Tabela 17 apresenta estas variáveis e as suas respectivas unidades.

Tabela 17 - Variáveis coletadas por meio do VI de aquisição de dados

Variáveis	Unidades
Pressão no cilindro	bar
Pressão no coletor de admissão	bar
Pressão no coletor de escape	bar
Temperatura de admissão	°C
Temperatura de escape	°C
Temperatura do líquido de arrefecimento	°C
Massa de ar	g/s
Onda Hall (sinal do transdutor de rotação-PMS)	V

No VI de aquisição de dados foram estabelecidos a taxa de amostragem, igual a 40 kS/s, e o tempo de aquisição (T_{aq}), igual a 3,72 s, obtido de acordo com a equação (102). Este tempo resultou em aproximadamente 60 e 90 ciclos de combustão salvos para os tratamentos de 2000 rpm e 3000 rpm, respectivamente.

$$T_{aq} = \frac{2 \text{ número de ciclos}}{\text{rotação por segundo}} = \frac{2(60 + 2)}{2000 / 60} = \frac{124}{33,33} = 3,72s \quad (102)$$

As Figuras 33 e 34 apresentam o painel frontal e o diagrama de blocos do VI desenvolvido, respectivamente.

A equação da vazão mássica de ar (m_{ar}) foi inserida neste algoritmo seguindo as recomendação da Ford, fabricante do transdutor de vazão mássica de ar. Esta equação é representada pela equação (103).

$$m_{ar} = 1,0549V_s^3 + 0,8097V_s^2 + 1,8578V_s + 0,6661 \quad (103)$$

Figura 33 - Painel frontal do VI de aquisição de dados.

Figura 34 - Diagrama de blocos do VI de aquisição de dados.

3.1.2.1 Sistema de gerenciamento eletrônico reprogramável do motor

O fator lambda e o avanço da centelha foram estabelecidos durante os experimentos utilizando um sistema de gerenciamento eletrônico reprogramável do motor da marca FuelTech, modelo RacePro-1Fi. A Figura 35 mostra a fotografia deste sistema em funcionamento durante os testes do motor.

Figura 35 - Sistema de gerenciamento eletrônico reprogramável da marca FuelTech, modelo RacePro-1Fi.

Neste sistema, as válvulas eletromagnéticas injetoras de combustível são disparadas simultaneamente em cada rotação do motor e o sistema de ignição é do tipo dinâmico, utiliza distribuidor instalado no comando de válvulas com transdutor de rotação-PMS e bobina com módulo de potência de ignição (bobina da marca Bosch, código F000ZS0104, de três fios).

O RacePro-1Fi permite a variação dos valores de tempo de injeção de combustível e momento da centelha e monitora diversas variáveis do funcionamento do motor como mostra a Tabela 18.

Tabela 18 - Variáveis monitoradas pelo sistema RacePro-1Fi.

Momento da centelha	°APMS
Tempo de injeção	ms
Rotação	rpm
Abertura das válvulas eletromagnéticas de injeção de combustível	%
Posição da válvula borboleta	%
Pressão no coletor de admissão (transdutor interno)	bar
Temperatura de admissão	°C
Temperatura do líquido de arrefecimento	°C
Tensão da bateria	V

As alterações feitas durante as medições nos tempos de injeção, modificando o fator lambda, e no avanço da centelha foram conseguidas por meio das funções de ajuste rápido do mapa principal de injeção e ajuste rápido da ignição, respectivamente. O mapa principal de injeção e de ignição tiveram seus valores zerados.

3.2 DELINEAMENTO DOS EXPERIMENTOS E MÉTODOS UTILIZADOS

3.2.1 Delineamento dos experimentos

Os experimentos foram realizados ensaiando um motor VW AT1000 8V na bancada dinamométrica apresentada na seção 3.1.

Os quatro tipos de combustíveis descritos a seguir foram utilizados durante os experimentos realizados neste estudo:

- E100: álcool etílico hidratado carburante com teor alcoólico de 92,79 INPM, ou simplesmente etanol,
- E26: gasolina brasileira tipo C, 23,76% em massa de álcool etílico anidro carburante (AEHC - C_2H_5OH) com 76,24% de gasolina tipo A ($C_{11}H_{24}$), ou 25% em volume de etanol na gasolina tipo A;
- E56: mistura mássica de 40% de etanol 92,79 INPM com 60% de gasolina tipo C, e
- E70: mistura mássica de 60% de etanol 92,79 INPM com 40% de gasolina tipo C.

A porcentagem de etanol, em massa, contida em cada uma das misturas de combustíveis, E26, E56 e E70, pode ser obtida utilizando os resultados apresentados no Apêndice B.

As misturas E56 e E70 foram escolhidas com o intuito de que as diferenças nas quantidades de etanol fossem de 30% em massa em relação aos combustíveis E26 e E100, respectivamente.

Os avanços da centelha utilizados durante os experimentos foram escolhidos para obtenção do máximo torque do motor (MBT), ou seja, o valor do ponto da centelha foi adiantado até encontrar a maior indicação de força na balança dinamométrica, sem ocorrência de *knocking* para garantir a integridade do motor.

Os fatores λ utilizados durante os experimentos foram escolhidos utilizando um espaçamento constante ($\Delta\lambda = 0,1$), partindo de uma mistura ar-combustível rica (0,9) até misturas pobres (1,3).

Inicialmente o motor VW AT 1000 8V foi testado com o seu sistema original de gerenciamento eletrônico (Motronic MP 9.0) e alimentado com E100, variando a rotação e a abertura da válvula borboleta.

Posteriormente, foi delineado e realizado o experimento 1 em dois regimes de carga, utilizando o sistema de gerenciamento eletrônico reprogramável RacePro-1Fi:

- Experimento 1 em regime de carga parcial (33% de abertura máxima da válvula borboleta): delineado em função dos fatores: tipo de combustível (E26, E56, E70 e E100), fator λ (0,9, 1,0, 1,1, 1,2 e 1,3) e rotação do motor (2000 rpm e 3000 rpm). A Tabela 19 apresenta um resumo deste delineamento;

Tabela 19 - Resumo do delineamento do experimento 1 em carga parcial (33% de abertura da borboleta de aceleração). As “Observações” se referem aos dados das variáveis do motor coletadas durante o experimento.

Tratamentos				Tipo de combustível			
				E26	E56	E70	E100
				Observações	Observações	Observações	Observações
Rotação do motor [rpm]	2000	Fator λ	0,9				
			1				
			1,1				
			1,2				
			1,3				
	3000		0,9				
			1				
			1,1				
			1,2				
			1,3				

- Experimento 1 em regime de plena carga (abertura máxima da válvula borboleta - WOT): delineado em função dos fatores: tipo de combustível (E26, E56, E70 e E100), fator λ (0,9, 1,0, 1,1, 1,2 e 1,3) e rotação do motor (2000 rpm e 3000 rpm). A Tabela 20 apresenta um resumo deste delineamento;

Tabela 20- Resumo do delineamento do experimento 1 - WOT. As “Observações” se referem aos dados das variáveis do motor coletadas durante o experimento.

Tratamentos				Tipo de combustível			
				E26	E56	E70	E100
				Observações	Observações	Observações	Observações
Rotação do motor [rpm]	2000	Fator λ	0,9				
			1				
			1,1				
			1,2				
			1,3				
	3000		0,9				
			1				
			1,1				
			1,2				
			1,3				

O experimento 1, em regime de carga parcial e de plena carga, foi repetido três vezes cada. Este experimento foi realizado com o intuito de coletar dados para serem utilizados para estimar o fator λ e identificar o tipo de combustível.

Durante os testes do motor foram realizados outros experimentos delineados com o avanço da centelha fixo, com ocorrência de *knocking* e com avanço da centelha progressivo. Estes experimentos não foram utilizados na presente pesquisa com o intuito de focar apenas no experimento 1, que é mais adequado para realização das estimativas do fator λ e identificação do tipo de combustível.

3.2.2 Variáveis obtidas nos experimentos

A Tabela 21 apresenta as dezenove variáveis obtidas durante o experimento 1 (nos dois regimes de carga do motor utilizados). Algumas destas variáveis preenchem os campos "Observações" das Tabelas 19 e 20.

Tabela 21 - Variáveis coletadas durante os experimentos.

Variáveis	Unidades	Equipamento de medição
Pressão no cilindro	bar	Amplificador HICF
Pressão no coletor de admissão	bar	Circuito do transdutor MPXH6115AC6T1
Pressão no coletor de escape	bar	Circuito do transdutor MPX4250GP
Temperatura de admissão	°C	Amplificador de termopar do tipo K
Temperatura de escape	°C	Amplificador de termopar do tipo K
Temperatura do motor	°C	Transdutor de temperatura
Massa de ar	g/s	Transdutor de massa de ar
Onda Hall (rotação - PMS)	V	Buffer de tensão
Força (balança dinamométrica)	kg red	Dinamômetro
Temperatura de bulbo seco	°C	Psicrômetro
Temperatura de bulbo úmido	°C	Psicrômetro
Pressão barométrica	mmHg	Barômetro
Avanço da centelha	°APMS	Pistola indutiva de ponto
Tempo de injeção	ms	RacePro-1Fi
CO	% Vol.	TM131
CO ₂	% Vol.	TM131
O ₂	% Vol.	TM131
HC	ppm	TM131

3.2.3 Obtenção das misturas de combustíveis

As duas misturas de combustíveis foram obtidas por porcentagens em massa de cada combustível que as compõe. Assim, a primeira mistura foi composta por 60% em massa de etanol 92,79 INPM e 40% em massa de gasolina brasileira do tipo C (contendo 23,76% em massa de álcool em sua composição), enquanto que a segunda mistura foi composta por 40% em massa de etanol 92,79 INPM e 60% em massa de gasolina brasileira do tipo C.

As massas de cada combustível foram medidas usando uma balança digital da marca Toledo[®], modelo XP32001L, com faixa de medição de 32,1kg e resolução de 1g.

Os poderes caloríficos superiores do etanol 92,79 INPM, da gasolina brasileira do tipo C e das duas misturas foram obtidos por meio de ensaios, em um calorímetro da marca IKA[®], modelo C5000 *control*, realizados no Núcleo de Engenharia Térmica e Fluídos (NETEF) da Escola de Engenharia de São Carlos. A determinação do poder calorífico inferior foi realizada por cálculos apresentados no Apêndice C.

As relações ar-combustível (A/C) de cada tipo de combustível foram obtidas no Apêndice B.

O teor alcoólico dos lotes de etanol utilizados nos experimentos foi fornecido pelo laboratório de análises da empresa Virgolino de Oliveira S.A. Açúcar e Álcool por intermédio do Dr. Armando José Dal Bem. Estes teores são apresentados no Apêndice B.

Os lotes de etanol utilizados nos experimentos foram integralmente doados pelo Dr. Armando José Dal Bem do grupo Virgolino de Oliveira S.A. Açúcar e Álcool.

A gasolina brasileira do tipo C utilizada nos experimentos foi comprada em um posto de venda de combustíveis localizado na cidade de São Carlos.

3.2.4 Procedimentos adotados durante os experimentos

Para preservar os equipamentos da bancada dinamométrica antes do início das medições realizadas em cada experimento foram adotados diversos procedimentos apresentados no Apêndice G.

Para evitar distorções nos experimentos todas as medições foram iniciadas somente depois de o motor estar devidamente aquecido (depois das ventoinhas, do sistema de arrefecimento, serem ligadas pela segunda vez).

Durante os experimentos, as aberturas da válvula borboleta, utilizadas em dois níveis (33% e 100%), foram obtidas utilizando a indicação de posição da válvula borboleta do sensor TPS, original do sistema Motronic MP 9.0, no sistema RacePro-1Fi para alterar a posição da alavanca do acelerador do motor.

O sistema de controle do dinamômetro foi responsável por manter a rotação constante nos dois níveis (2000 rpm e 3000 rpm) empregados durante os experimentos.

O sistema RacePro-1Fi foi utilizado para alcançar os valores de λ nos gases de exaustão, definidos em cada tratamento do experimento, alterando os valores de tempo de injeção das válvulas eletromagnéticas de injeção de combustível. O controlador da sonda λ de banda larga WB-O2 ficou encarregado de mostrar se os valores de λ realmente foram alcançados.

O avanço da centelha foi modificado em cada experimento utilizando o RacePro-1Fi e conferido com o emprego de uma pistola indutiva de ponto. No experimento com avanço da centelha para máximo torque (MBT) o valor do avanço da centelha foi modificado até encontrar a maior indicação de força na balança dinamométrica, sem ocorrência de *knocking* para garantir a integridade do motor.

As trocas de combustíveis durante os experimentos foram realizadas deixando o motor em funcionamento até o esgotamento completo do combustível substituído.

Não foi possível controlar a temperatura ambiente durante os experimentos, mas procurou-se ao máximo possível evitar a influência da temperatura ambiente nos resultados.

As coletas das variáveis do motor só foram realizadas quando o sistema de refrigeração do motor encontrava-se com as ventoinhas do sistema de arrefecimento desligadas.

3.2.5 Cálculo das variáveis de desempenho do motor

Foram obtidas e analisadas três variáveis de desempenho do motor após o encerramento do experimento 1 (em regimes de plena carga e carga parcial).

3.2.5.1 Torque e potência do motor

O torque [Nm] e a potência do motor [kW] foram obtidos por meio das equações (93) e (95) apresentados na seção 3.1.1.1, respectivamente.

3.2.5.2 Consumo específico

O consumo específico (C_{esp}) [g/kWh] foi calculado dividindo o consumo horário [g/h] pela potência do motor [kW], como mostra a equação (104).

$$C_{esp} = \frac{C_{hor}}{Potência} \quad [g / kWh] \quad (104)$$

3.2.5.3 Eficiência de conversão de combustível

Como descrito no capítulo de revisão bibliográfica, a eficiência de conversão de combustível (η) é representada pela equação (105), em que C_{esp} é o consumo específico de combustível em [g/kWh] e PCI é o poder calorífico inferior do combustível em [MJ/kg].

$$\eta = \frac{3600}{C_{esp} PCI} \quad (105)$$

3.2.6 Análise dos dados coletados no experimento 1

Todos os ensaios realizados em plena carga tiveram a potência corrigida segundo a norma técnica NBR ISO 1585 antes de serem analisados.

A NBR ISO 1585 não prevê correção da potência para ensaios realizados em cargas parciais, portanto, os dados de potência obtidos em carga parcial não foram corrigidos. Entretanto, conforme dito anteriormente, procurou-se realizar o experimento dentro de condições atmosféricas muito próximas.

Os dados do experimento 1 em carga parcial não foram analisados quanto aos parâmetros de desempenho e emissões de gases poluentes devido à impossibilidade de controlar a temperatura ambiente e de corrigir a potência obtida.

As seis variáveis analisadas foram as três variáveis de desempenho do motor (potência, consumo específico e eficiência de conversão de combustível) e os teores dos três gases (CO , CO_2 e HC) coletados na exaustão do motor.

Para inferir sobre a influência de cada fator sobre estas variáveis foi utilizada ANOVA (análise de variância).

As formulações teóricas utilizadas para aplicação de ANOVA nos dois experimentos analisados, para testar hipóteses sobre os efeitos de cada fator e as interações entre eles, foram descritas no capítulo de revisão bibliográfica de acordo com Montgomery e Runger (2003).

Para aplicar ANOVA nos experimentos realizados assumiu-se a hipótese de que eles foram completamente aleatorizados.

As tabelas de resumo dos delineamentos dos experimentos, Tabelas 19 e 20, apresentam os fatores a serem analisados utilizando ANOVA. A influência destes fatores e suas interações sobre as variáveis analisadas serão resumidas no capítulo de Resultados Alcançados. As tabelas de ANOVA obtidas para a análise dos dados do motor serão exibidas no Apêndice A2.

As variáveis analisadas no experimento 1 em plena carga podem ser descritas, segundo Montgomery e Runger (2003), pelo modelo estatístico linear descrito pela equação (106).

$$Y_{ij\psi} = \mu + A_i + B_j + (AB)_{ij} + \varepsilon_{ij\psi} \quad (106)$$

em que:

A = efeito do fator A ;

B = efeito do fator B ;

AB = efeito da interação entre os fatores A e B ;

Índices i, j, ψ = representam os níveis dos fatores (tratamentos);

ε = erro aleatório com distribuição normal, média zero e variância σ^2 .

As hipóteses que serão testadas no próximo capítulo para o experimento 1 são:

1. Hipóteses para o fator A :

H_0 : $A_1 = A_2 = \dots = A_a = 0$ (nenhum efeito principal do fator A);

H_1 : no mínimo um $A_i \neq 0$ (fator A afeta a variável aleatória).

2. Hipóteses para o fator B :

H_0 : $B_1 = B_2 = \dots = B_a = 0$ (nenhum efeito principal do fator B);

H_1 : no mínimo um $B_j \neq 0$ (fator B afeta a variável aleatória).

3. Hipóteses para interação entre os fatores AB :

H_0 : $(AB)_{11} = (AB)_{12} = \dots = (AB)_{ab} = 0$ (nenhum efeito principal da interação do fator A com o fator B);

H_1 : no mínimo um $(AB)_{ij} \neq 0$ (interação AB afeta a variável aleatória).

em que:

A = fator A , que é o fator λ ;

B = fator B , que é o tipo de combustível;

H_0 = hipótese nula;

H_1 = hipótese alternativa;

Índices 1, 2, i e j = representam os níveis dos fatores (tratamentos).

O nível de significância (α) utilizado em todas as análises foi de 0,05 (5%).

Os valores críticos de $F_{0,05, \text{numerador}, \text{denominador}}$ foram obtidos utilizando as tabelas da distribuição F apresentadas por Montgomery e Runger (2003).

Para inferir sobre as diferenças das médias de cada nível dos fatores, após a aplicação de ANOVA (sem ocorrência de interação entre os fatores principais (A e B)), foi utilizado o procedimento de Tukey, apresentado no capítulo de revisão bibliográfica de acordo com Benjamini e Braun (2002).

Na presença de interação entre os fatores principais (A e B) foi aplicado o método dos efeitos simples principais (SME), relatado por Huck (2012), antes da utilização do procedimento de Tukey. O método SME foi descrito no Capítulo 2.

Na aplicação do método *SME* foi priorizada a influência dos tipos de combustível sobre cada fator λ , ou seja, optou-se pela verificação da capacidade de se diferenciar os quatro tipos de combustíveis em cada um dos fatores λ utilizados durante o experimento 1 em plena carga.

O nível de significância (α) utilizado no procedimento de Tukey foi de 0,05 (5%).

Os valores de $Q_{0,05, \text{numerador}, \text{denominador}}$ foram obtidos utilizando as tabelas do procedimento de Tukey apresentadas no Anexo D.

Os resultados da aplicação do procedimento de Tukey e do método *SME* serão exibidos no Apêndice A2.

O algoritmo 1 do Apêndice A3 foi elaborado para realizar todas as análises estatísticas dos parâmetros de desempenho e das emissões do motor.

Para a realização das análises estatísticas, as variáveis: abertura da válvula borboleta e rotação foram fixadas com o intuito de se analisar apenas os efeitos dos fatores principais de interesse (fator λ e tipo de combustível) sobre os variáveis do motor.

A energia disponível, apresentada nas Tabela A1 e A2, foi obtida de acordo com a equação (107). Trata-se de uma variável auxiliar na interpretação dos resultados de desempenho do motor que não será utilizada nas análises estatísticas.

$$\text{Energia disponível} = \frac{C_{hor} P_{CI}}{1000} \quad [MJ / s] \quad (107)$$

Os fatores λ utilizados para as análises foram obtidos pela leitura da sonda lambda de banda larga WB-O2.

Um segundo fator λ , λ_c , foi obtido pela combinação da massa de ar, relação de estequiometria e consumo de combustível. O λ_c , exibido nas Tabelas A1 e A2, não foi utilizado devido à impossibilidade de se efetuar a calibração do transdutor de massa de ar.

3.2.7 Obtenção e análise dos modelos estatísticos de estimação do fator λ e de identificação do tipo de combustível

Antes de obter os modelos estatísticos foi necessário corrigir o escorregamento do sinal amplificado do transdutor de pressão no cilindro utilizando o parâmetro P_{erro} , descrito no Capítulo 2.

Os traços de pressão no cilindro utilizados na construção dos modelos foram escolhidos aleatoriamente, ou seja, não foi utilizada nenhuma ferramenta de seleção de dados (filtros, algoritmos de pré-seleção, etc.). O objetivo deste procedimento foi evitar que apenas ciclos

semelhantes fossem escolhidos para representar um dada condição de operação do motor, descaracterizando a variação cíclica da pressão no cilindro.

Os momentos estatísticos, calculados e normalizados a partir do sinal da pressão no cilindro de acordo com as equações expressas na seção 2.9.1 do Capítulo 2, foram obtidos utilizando médias de 20 ciclos de pressão no cilindro, para permitir a comparação dos resultados com os relatos apresentados na literatura.

Foram obtidos momentos de segunda (M_2) até a quinta ordem (M_5) utilizando as seguintes janelas de pressão no cilindro (trechos do traço da pressão no cilindro):

- Janela 1: início no avanço da centelha e continuando por 120 graus (proposta por Gilkey e Powell (1985));
- janela 2: início no avanço da centelha e continuando até o instante em que a válvula de exaustão se abre ($\text{vea} = 516^\circ$);
- janela 3: início no instante em que a válvula de admissão se fecha ($\text{vaf} = 197^\circ$) até o instante em que a válvula de exaustão se abre, e
- janela 4: início em 5°APMS e continuando por 40°DPMS (compreende, aproximadamente, a região em que ocorre o pico de pressão no cilindro).

Os momentos foram normalizados pela área sob a curva da pressão de acionamento, como apresentado na seção 2.9.1, para evitar que uma mudança no ganho do sensor (troca de sensor) seja interpretada como resultado de uma alteração nas variáveis do motor, afetando a magnitude do traço de pressão no cilindro.

Os valores do volume no cilindro foram obtidos segundo as formulações apresentadas na seção 2.1.1 (aproximação do cálculo do volume no cilindro apresentada por Tunestal (2000)), e os valores de aG segundo as formulações apresentadas na seção 2.6.1.

As unidades de pressão e de volume no cilindro foram fixadas em bar e m^3 , respectivamente.

Os modelos de estimação do fator λ e de identificação do tipo de combustível (ou estimação da fração mássica de etanol - *FMDE*) foram delineados a partir do primeiro modelo apresentado por Gilkey e Powell (1985), baseado no coeficiente que estima as condições básicas da carga admitida no motor (aG), na rotação real do motor (N - determinada pelo sinal do transdutor de rotação - PMS) e nos momentos de segunda (M_2) e terceira ordem (M_3).

O modelo 1 utilizado para a estimativa do fator λ e para a estimativa da fração mássica de etanol - *FMDE* pode ser visualizado nas equações 108 e 109, respectivamente.

$$\lambda = a_1 + a_2 aG + a_3 N + a_4 M_2 + a_5 M_3 \quad (108)$$

Modelo 1:

$$FMDE = a_1 + a_2 aG + a_3 N + a_4 M_2 + a_5 M_3 \quad (109)$$

A Tabela 22 indica a fração mássica de etanol (*FMDE*) em cada mistura combustível utilizada neste estudo. A fração mássica de etanol foi obtida dividindo a porcentagem mássica de etanol (Apêndice B) por uma constante de valor cem.

Tabela 22 - Fração mássica de etanol utilizada nas misturas combustíveis ensaiadas nos experimento 1.

Parâmetros	Combustíveis			
	E26	E56	E70	E100
Porcentagem mássica de $C_{11}H_{24}$ [%]	73,71	44,22	29,48	0
Fração mássica de etanol	0,2629	0,5578	0,7052	1

A partir do modelo 1 foram analisadas outras variáveis independentes que poderiam contribuir para a estimação do fator λ e identificação do tipo de combustível. Dentre estas variáveis destacam-se:

- o tempo de injeção de combustível (*TI*, em s);
- o pico de pressão no cilindro (*PC*, em bar);
- o avanço da centelha (*AV*, em graus);
- os momentos de segunda e terceira ordem obtidos a partir da aplicação do método da razão de pressões no cilindro (janela 5: 120°APMS até 60°APMS e janela 6: 60°DPMS até 120°DPMS);
- a temperatura do ar, tomada no coletor de admissão (*TA*, em °C), e
- a temperatura dos gases de exaustão, tomada no coletor de escape (*TE*, em °C).

Além das variáveis independentes do motor foram utilizados os momentos de segunda e terceira ordem elevados ao quadrado para compor novos modelos.

Utilizando as variáveis independentes disponíveis foram elaborados além do modelo 1 mais oito modelos originais de estimação do fator λ e identificação do tipo de combustível (*FMDE*), como mostram as equações (110 a 117).

$$\text{Modelo 2: } FMDE \text{ ou } \lambda = a_1 + a_2aG + a_3N + a_4M_2 + a_5M_3 + a_6TI \quad (110)$$

$$\text{Modelo 3: } FMDE \text{ ou } \lambda = a_1 + a_2aG + a_3N + a_4M_2 + a_5M_3 + a_6TI + a_7PC \quad (111)$$

$$\text{Modelo 4: } FMDE \text{ ou } \lambda = a_1 + a_2aG + a_3N + a_4M_2 + a_5M_3 + a_6TI + a_7PC + a_8AV \quad (112)$$

$$\text{Modelo 5: } FMDE \text{ ou } \lambda = a_1 + a_2aG + a_3N + a_4M_2 + a_5M_3 + a_6TI + a_7PC + a_8AV + a_9MTX_2 + a_{10}MTX_3 \quad (113)$$

$$\text{Modelo 6: } FMDE \text{ ou } \lambda = a_1 + a_2aG + a_3N + a_4M_2 + a_5M_3 + a_6TI + a_7PC + a_8AV + a_9M_4 + a_{10}M_5 \quad (114)$$

$$\text{Modelo 7: } FMDE \text{ ou } \lambda = a_1 + a_2aG + a_3N + a_4M_2 + a_5M_3 + a_6TI + a_7PC + a_8AV + a_9M_4 + a_{10}M_5 + a_{11}TA \quad (115)$$

$$\text{Modelo 8: } FMDE \text{ ou } \lambda = a_1 + a_2aG + a_3N + a_4M_2 + a_5M_3 + a_6TI + a_7PC + a_8AV + a_9M_4 + a_{10}M_5 + a_{11}TA + a_{12}TE \quad (116)$$

$$\text{Modelo 9: } FMDE \text{ ou } \lambda = a_1 + a_2aG + a_3N + a_4M_2 + a_5M_3 + a_6TI + a_7PC + a_8AV + a_9M_2^2 + a_{10}M_3^2 \quad (117)$$

Cada um dos modelos desenvolvidos a partir do modelo 1 teve o acréscimo de apenas uma variável independente em relação ao seu antecessor. Isto permitiu verificar se a variável acrescida melhora ou não as estimativas do fator λ e da *FMDE*.

A capacidade de cada variável independente em estimar o fator λ e de identificar o tipo de combustível (estimar a *FMDE*) foi realizada comparando os resultados do modelo atual com o seu antecessor, ou com outro modelo de interesse.

O modelo 6 foi desenvolvido para verificar se um número maior de momentos poderia melhorar a eficiência da estimativa do fator λ e da *FMDE*, considerando o relato de Mood e Graybill (1963), que um número grande de momentos define exatamente o comportamento de uma distribuição.

A influência de cada variável independente sobre as estimativas do fator λ ou da *FMDE* foi analisada de acordo com os valores obtidos de erro médio quadrático (*rms*), de coeficiente de determinação múltipla (r^2) e de coeficiente de determinação múltipla ajustado (R^2).

Todos os coeficientes, a_n , dos modelos foram obtidos por meio de uma regressão linear múltipla (realizada por um algoritmo de regressão desenvolvido por Costa (2005)). A regressão linear múltipla foi analisada utilizando o teste de significância da regressão.

Se o resultado do teste de significância da regressão linear múltipla indicar que a estatística de teste, F , é maior que o valor crítico, $F_{\alpha,k,n-p}$, deve-se rejeitar a hipótese H_0 e afirmar que existe pelo menos um regressor (a_n) que contribui para a estimativa do fator λ ou da *FMDE* e que os regressores apresentam uma relação linear com a variável dependente (fator λ ou *FMDE*).

A análise dos resultados obtidos com os nove modelos em todas as estimativas, utilizando os dados em regime de plena carga, foi complementada com os resultados obtidos utilizando dados em regime de plena carga em conjunto com os dados em regime de carga parcial, ou seja, em duas cargas combinadas.

A estimativa do fator λ foi realizada para cada combustível individualmente e para um conjunto de dados composto por todos os combustíveis testados (E_{total} : dados dos combustíveis E26, E56, E70 e E100). A sensibilidade à variação do tipo de combustível foi verificada utilizando os desvios percentuais (dp) entre os *rms* das estimativas do fator λ obtidas individualmente para cada combustível e as obtidas para o conjunto de dados E_{total} . Esta verificação foi feita para confirmar se a afirmação feita por Gilkey e Powell (1985), de que o modelo 1 é pouco sensível à variação do tipo de combustível, é verdadeira.

Na estimativa da *FMDE*, independentemente da condição de carga analisada, os dados utilizados foram compostos pelo conjunto de dados de todos os combustíveis em estudo (E_{total}). Os dados utilizados para obtenção dos nove modelos foram obtidos considerando o avanço da centelha para o máximo torque, MBT, ou seja, a identificação do tipo de combustível será processada considerando que o sistema eletrônico de controle do motor

ajusta o avanço da centelha, durante a mudança do tipo de combustível, para obter o máximo torque. Durante esta mudança de combustível ocorre um empobrecimento (adição de etanol na mistura rica em gasolina) ou um enriquecimento da mistura (adição de gasolina na mistura rica em etanol) operante no motor.

4 RESULTADOS ALCANÇADOS

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados dos experimentos descrito no Capítulo 3 e a verificação da capacidade do Método dos Momentos em estimar o fator λ e identificar o tipo de combustível operante no motor VW AT1000 8V.

Os quatro combustíveis utilizados nos experimentos, como descrito no Capítulo 3 e no Apêndice B, foram:

- E100 - 100% de AEHC, álcool etílico hidratado carburante com teor alcoólico de 92,79 INPM, designado neste trabalho de etanol;
- E26 - 26,29% de etanol e 73,71% de gasolina tipo A, em massa (75% de gasolina tipo C e 25% de AEAC - álcool etílico anidro carburante, em volume);
- E70 - mistura de 70,52% de etanol e 29,48% de gasolina tipo A, em massa, e
- E56 - mistura de 55,78% de etanol e 44,22% de gasolina tipo A, em massa.

Este capítulo foi dividido em três partes: análise dos experimentos, análise dos modelos obtidos para estimar o fator λ e análise dos modelos obtidos para identificar o tipo de combustível.

4.1 ANÁLISE DOS EXPERIMENTOS

4.1.1 Resultados do experimento para obtenção da relação de compressão do motor VW AT1000 8V

A relação de compressão do motor VW AT1000 8V foi medida antes da realização dos experimentos, conforme mostra a Tabela 23. Os procedimentos para obtenção dos valores da relação de compressão e suas incertezas encontram-se no Apêndice E.

De acordo com a Tabela 23, pode-se afirmar que a relação de compressão média do motor (T_r) é de 13,44:1 (0,04), em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado (neste caso de dimensão um).

Tabela 23 - Relação de compressão referente a cada cilindro do motor.

Cilindro	Relação de compressão (incerteza padrão combinada)
Primeiro	13,42 (0,01)
Segundo	13,52 (0,01)
Terceiro	13,52 (0,03)
Quarto	13,28 (0,03)
Média	13,44 (0,04)

4.1.2 Resultados dos cálculos para obtenção da relação ar-combustível e do poder calorífico inferior para cada tipo de combustível utilizado nos experimentos

Os cálculos realizados para obtenção das relações ar-combustível (A/C) de cada tipo de combustível estão apresentados no Apêndice B.

A determinação do poder calorífico inferior foi realizada por cálculos apresentados no Apêndice C.

A Tabela 24 apresenta a relação ar-combustível, o poder calorífico inferior (PCI), o produto entre PCI e a relação combustível-ar (C/A) e a porcentagem em massa de gasolina tipo A ($C_{11}H_{24}$) para cada tipo de combustível utilizado nos experimentos, de acordo com os Apêndices B e C.

Tabela 24 - Propriedades dos combustíveis utilizados.

Combustível	Relação A/C	PCI [MJ/kg]	PCI*C/A [MJ/kg]	% Massa de $C_{11}H_{24}$
E100	8,30:1	25,09	3,023	0
E70	10,32:1	29,04	2,813	29,48
E56	11,34:1	31,61	2,788	44,22
E26	13,36:1	38,38	2,872	73,71

4.1.3 Análise do desempenho do motor VW AT1000 8V operando com E100, E70, E56 e E26

Os dados coletados nos experimentos foram organizados em tabelas e apresentados em gráficos, com o objetivo de facilitar o entendimento e a visualização dos resultados alcançados.

De acordo com o Capítulo 3, o experimento 1 pode ser descrito da seguinte forma:

- Motor VW AT1000 8V operando com os combustíveis E100, E70, E56 e E26 em 2000 e 3000 rpm, plena carga (borboleta com $82,5^\circ$ - curso máximo) e avanço da centelha buscando o máximo torque possível para cada combustível;

- Motor VW AT1000 8V operando com os combustíveis E100, E70, E56 e E26 em 2000 e 3000 rpm, carga parcial (borboleta com abertura de 33% do valor máximo) e avanço da centelha buscando o máximo torque possível para cada combustível.

O experimento 1 foi realizado visando identificar a influência do fator λ e do tipo de combustível sobre o traço da pressão no cilindro e sobre as variáveis de desempenho e emissões do motor.

As análises de desempenho do motor foram fundamentadas em três variáveis: potência, consumo específico e eficiência de conversão de combustível.

As Tabelas A1 e A2 do Apêndice A1 apresentam resumos dos dados coletados e calculados durante o Experimento 1 para análise das variáveis do motor, a 2000 e 3000 rpm em regime de plena carga com máximo torque.

As tabelas das análises estatísticas (incertezas expandidas, análise de variância (ANOVA), método *SME* e procedimento de Tukey) para cada variável estudada do motor encontram-se no Apêndice A2.

Conforme descrito no Capítulo 3, todos os ensaios realizados em plena carga tiveram a potência corrigida segundo a norma técnica NBR ISO 1585, antes de serem analisados.

4.1.3.1 Análise dos efeitos do fator λ e do tipo de combustível a 2000 e 3000 rpm, regime de plena carga e MBT sobre a potência corrigida do motor

O intervalo de confiança para cada média de potência corrigida pode ser visualizado na Figura 36, em função do fator λ e do tipo de combustível.

Figura 36 - Potência corrigida do motor em função do fator λ e do tipo de combustível (2000 e 3000 rpm, regime de plena carga, MBT).

A equação 118 adaptada a partir de Heywood (1988) permite constatar que a razão entre o torque do motor e a eficiência de conversão de combustível (η), para uma mesma rotação do motor (N), é uma função do poder calorífico inferior (PCI), do fluxo mássico de ar (m_a) e da relação combustível-ar (C/A). A equação 118 pode ser reescrita em função da potência do motor, considerando que a potência é o produto do torque pela velocidade angular do motor.

$$\frac{\text{Torque}}{\eta} = \frac{m_a * PCI * C / A}{2 * \pi * N} \quad (118)$$

De acordo com a literatura o torque do motor é pouco sensível à variação da composição da mistura etanol-gasolina (HSIEH et al., 2002). Considerando a literatura, a relação apresentada na equação 118 e verificando os produtos entre PCI e C/A apresentados na Tabela 24, espera-se que não sejam observadas grandes variações entre os torques desenvolvidos pelos combustíveis testados, em condições fixas de operação do motor. Diferenças mais significativas entre os torques devem ser resultado da eficiência de conversão de cada combustível utilizado.

Analisando os dados apresentados na Figura 36 e os resultados das análises estatísticas, apresentados no Apêndice A2, constata-se que o combustível E26 apresentou as menores médias de potência corrigida em todas as condições de operação do motor. Os valores das médias de potência corrigida do motor para o E26 apresentaram diferenças estatisticamente significativas em relação aos demais combustíveis em todas as condições de operação no motor, exceto para a rotação de 2000 rpm com fator λ igual a 1,3.

O combustível E26 apresentou diferenças significativas nas médias de potência corrigida do motor por apresentar o menor poder antidetonante entre os combustíveis testados, não permitindo manter o mesmo avanço da centelha dos demais combustíveis sem a ocorrência de *knocking*. O menor poder antidetonante do E26 se deve à menor quantidade de etanol na sua composição, sendo que a literatura reconhece o efeito antidetonante da adição de etanol às gasolinas (VILANOVA, 2007). Estas afirmações justificam-se em razão da relação de compressão do motor VW AT 1000 8V (13,44:1) ser considerada muito elevada para um motor operando com gasolina tipo C (E26). Pela literatura, o aumento da adição de etanol (40 a 60%) à gasolina permite que um motor com relação de compressão mais elevada (13:1) opere com maior avanço do ponto da centelha sem a ocorrência de *knocking* (YÜCESU et al., 2006).

A literatura constata que o *knocking* ocorre em função da temperatura e da riqueza local da mistura, sendo mais frequente na proximidade da mistura estequiométrica (MARTINS, 2006), portanto, a potência corrigida do motor com o E26 se aproxima dos demais combustíveis para fator λ igual a 1,3 (a 2000 rpm) porque é possível se manter o ponto da centelha mais adiantado sem a ocorrência de *knocking*.

A 2000 rpm o combustível E70 apresentou a maior média de potência corrigida do motor, seguindo pelos combustíveis E56 e E100, enquanto que a 3000 rpm a maior média de potência corrigida do motor foi obtida pelo combustível E100, seguido pelos combustíveis E70 e E56 (para fator λ entre 0,9 e 1,1, tendo se igualado em λ igual a 1,2 e E56 superado o E70 em λ igual a 1,3). Estes resultados estão de acordo com a literatura, pois a maior taxa de vaporização da mistura gasolina-etanol favorece a obtenção de maiores potências em plena carga e baixas rotações (até 2500 rpm), superando os resultados de potência obtidos utilizando apenas o etanol, e se invertendo em rotações superiores a 2500 rpm (SOTO PAU, 1999).

Em todos os casos houve redução da potência corrigida do motor à medida que uma mesma mistura ar-combustível foi sendo empobrecida. Nas condições ensaiadas os maiores valores de potência registrada do motor foram encontrados para fator λ igual a 0,9.

4.1.3.2 Análise dos efeitos do fator λ e do tipo de combustível a 2000 e 3000 rpm, regime de plena carga e MBT sobre o consumo específico do motor

De acordo com as formulações apresentadas no capítulo de Revisão Bibliográfica, o consumo específico foi obtido a partir da relação entre os dados de consumo horário e potência corrigida do motor.

O intervalo de confiança, obtido a partir da incerteza expandida, U , para cada média de consumo específico pode ser visualizado na Figura 37, em função do fator λ e do tipo de combustível.

Figura 37 - Consumo específico do motor em função do fator λ e do tipo de combustível (2000 e 3000 rpm, regime de plena carga, MBT).

Na literatura o consumo específico do motor (C_{esp}) é expresso como o inverso do produto entre o poder calorífico inferior (PCI) e a eficiência de conversão de combustível (η) (HEYWOOD, 1988). A adição de etanol à gasolina reduz o PCI da mistura combustível aumentando significativamente o consumo específico (MELO et al., 2012).

Como previsto na literatura os dados apresentados na Figura 37 e os resultados das análises estatísticas, apresentados no Apêndice A2, confirmam que em todas as condições de operação do motor há diferenças significativas nos valores de consumo específico entre todos os combustíveis, exceto entre E56 e E26 a 3000 rpm (para fatores λ iguais a 1,2 e 1,3). A maior média de consumo específico foi registrada pelo combustível E100, em todas as condições de operação do motor, seguido pelos combustíveis E70, E56 e E26. Quanto menor o PCI do combustível analisado, ou seja, quanto maior a quantidade de etanol na mistura combustível, maior foi o seu consumo específico.

Como mencionado na análise da potência corrigida do motor, o combustível E26 não manteve o avanço do ponto da centelha dos demais combustíveis porque apresenta menor poder antidetonante, facilitando a ocorrência de *knocking* e provocando uma redução significativa da potência do motor. Esta redução na potência, como uma consequência da redução na eficiência de conversão de combustível, afeta significativamente o consumo específico do combustível E26. A 3000 rpm e fator λ igual a 1,2 a queda na eficiência de conversão de combustível reduziu significativamente a potência do motor e, conseqüentemente, aumentou o seu consumo específico. Esta condição de operação do motor

foi revista durante os testes do motor, mas não foi possível aumentar o avanço do ponto da centelha na mesma magnitude com que foi aumentado para o fator λ igual a 1,3.

Todos os combustíveis analisados apresentaram a maior média de consumo específico em λ igual a 0,9. Neste caso a eficiência de conversão de combustível foi reduzida porque a mistura ar-combustível está rica.

Nas condições de ensaio analisadas, o consumo específico sofreu reduções até atingir fatores λ pobres, 1,1 ou 1,2 dependendo do combustível utilizado. Ao atingir o valor mínimo os combustíveis E100, E70 e E56 apresentaram um ligeiro aumento no consumo específico, em misturas ar-combustível mais pobres devido à queda na eficiência da conversão do combustível.

4.1.3.3 Análise dos efeitos do fator λ e do tipo de combustível a 2000 e 3000 rpm, regime de plena carga e MBT sobre a eficiência de conversão de combustível

A eficiência de conversão de combustível foi obtida de acordo com as formulações apresentadas no capítulo de Revisão Bibliográfica.

O intervalo de confiança, resultante da incerteza expandida, para cada média de eficiência de conversão de combustível pode ser visualizado na Figura 38, em função do fator λ e do tipo de combustível.

Figura 38 - Eficiência de conversão de combustível em função do fator λ e do tipo de combustível (2000 e 3000 rpm, regime de plena carga, MBT).

Na literatura a eficiência de conversão é obtida pelo inverso do produto entre o consumo específico e o poder calorífico inferior (HEYWOOD, 1988).

Os resultados das análises estatísticas, apresentados no Apêndice A2, e os dados apresentados na Figura 38 mostram que o combustível E26 apresentou as menores médias de eficiência de conversão de combustível. O maior poder calorífico inferior (*PCI*) do E26, em relação aos demais combustíveis, e a impossibilidade de utilização de avanços do ponto da centelha adequados para este combustível nas condições ensaiadas, devido à relação de compressão elevada, tornaram o produto do consumo específico pelo *PCI* mais alto do que nos demais combustíveis, reduzindo a sua eficiência de conversão de combustível.

Em todos os casos o combustível E100 apresentou médias de eficiência de conversão de combustível inferiores às misturas E70 e E56, possivelmente devido a menor vaporização do E100.

Considerando a rotação de 2000 rpm e valores de λ superiores a 1,0 o combustível E70 apresentou as maiores médias de eficiência de conversão de combustível.

De acordo com os resultados das análises estatísticas a 3000 rpm os combustíveis E70 e E56 não apresentaram diferenças significativas entre as médias de eficiência de conversão de combustível.

4.1.4 Análise das emissões do motor VW AT1000 8V operando com E100, E70, E56 e E26

As análises de emissões do motor foram fundamentadas em três gases: *CO*, *HC* e *CO₂*.

As análises estatísticas dos parâmetros de emissões seguiram os mesmos critérios estabelecidos para as análises estatísticas dos parâmetros de desempenho do motor VW AT1000 8V.

4.1.4.1 Análise dos efeitos do fator λ e do tipo de combustível a 2000 e 3000 rpm, regime de plena carga e MBT sobre as emissões de *CO*

A Figura 39 apresenta os intervalos de confiança para cada média de emissão de monóxido de carbono (*CO*), com nível de confiança de 95%, em função do fator λ e do tipo de combustível.

Figura 39 - Emissão de CO em função do fator λ e do tipo de combustível (2000 e 3000 rpm, regime de plena carga, MBT).

Os resultados das análises estatísticas, apresentados no Apêndice A2, mostram que o fator λ afeta significativamente as emissões de CO e que os combustíveis praticamente não apresentam diferenças estatisticamente significativas nas emissões de CO . Este resultado está de acordo com a literatura que reconhece que as emissões de CO são primariamente controladas pela mistura ar-combustível (HEYWOOD, 1988).

De acordo com os dados apresentados na Figura 39 e com os resultados das análises estatísticas, apresentados no Apêndice A2, o maior valor médio registrado de emissão de CO , para todos os combustíveis analisados, ocorreu em mistura rica, λ igual a 0,9, e caiu sensivelmente quando a mistura se tornou estequiométrica, λ igual a 1,0. A redução continuou, de forma menos acentuada, até λ igual a 1,1. A partir de λ igual a 1,2 as emissões se tornaram estáveis ou com reduções da ordem de um centésimo (que representa a resolução do aparelho de medição utilizado). Estes resultados estão de acordo com o relato de Martins (2006) que afirma que a emissão de CO depende da riqueza da mistura, ou seja, quanto mais rica for a mistura, maior será a emissão de CO , devido à falta de oxigênio suficiente para oxidar todo o carbono presente no combustível. Também é previsto pela literatura que para misturas mais pobres as emissões de CO variem muito pouco com a relação ar-combustível (HEYWOOD, 1988).

Os maiores valores registrados de potência corrigida do motor e de emissão de CO foram encontrados em λ igual a 0,9 (em regime de plena carga e em 2000 e 3000 rpm). Este resultado indica que este valor de λ é ou está próximo da mistura de máxima potência. Brunetti (2012) explica que a mistura de máxima potência é uma mistura levemente rica que

em uma determinada posição do acelerador e numa dada rotação produz a máxima potência do motor, aumentando a probabilidade das emissões de CO .

Além da riqueza da mistura, Martins (2006) relata que a queda de pressão no momento da abertura da válvula de escape é acompanhada de uma redução na temperatura dentro do cilindro que inibe a reação envolvendo o CO ($CO + OH \rightarrow CO_2 + H$), que ainda não foi transformado em dióxido de carbono (CO_2) durante o período de expansão do motor.

Quanto à saúde humana, a literatura descreve que o monóxido de carbono é altamente tóxico porque apresenta grande afinidade com a hemoglobina do sangue podendo ocasionar asfixia e morte se a carboemoglobina atingir uma concentração de 50% no sangue (PENIDO FILHO, 1991).

4.1.4.2 Análise dos efeitos do fator λ e do tipo de combustível a 2000 e 3000 rpm, regime de plena carga e MBT sobre as emissões de HC

O intervalo de confiança, resultante da incerteza expandida, para cada média de emissão de HC pode ser visualizado na Figura 40, em função do fator λ e do tipo de combustível.

Figura 40 - Emissão de HC em função do fator λ e do tipo de combustível (2000 e 3000 rpm, regime de plena carga, MBT).

De acordo com os resultados das análises estatísticas, apresentados no Apêndice A2, constata-se que o fator λ e o tipo de combustível afetam significativamente as emissões de HC em todas as condições ensaiadas. A literatura explica que a relação ar-combustível (HEYWOOD, 1988) e a composição da mistura gasolina-etanol (CELIK, 2008) afetam significativamente as emissões de HC .

Os dados apresentados na Figura 40 e os resultados das análises estatísticas, apresentados no Apêndice A2, mostram que as médias de emissão de *HC* para todos os combustíveis testados diminuem a partir de λ igual a 0,9, atingem seu valor mínimo em λ pobre e voltam a aumentar com o maior empobrecimento da mistura, exceto para o combustível E70 a 2000 rpm que apresentou redução nas emissões de *HC* desde λ igual 0,9 até λ igual a 1,3. Os maiores valores médios registrados de emissão de *HC* foram encontrados em λ igual a 0,9, exceto para o combustível E100 a 3000 rpm (maior valor médio registrado em λ igual a 1,3)

Estes resultados estão em conformidade com o relato de Heywood (1988), que afirma que as emissões de *HC* crescem rapidamente quando a mistura se afasta da região de estequiometria em direção à região de mistura rica, o mesmo ocorrendo, em menor escala, quando a mistura se torna pobre.

Heywood (1988) explica que as emissões de *HC* estão relacionadas à combustão incompleta do combustível, a extinção da chama nas paredes frias da câmara de combustão, a dificuldade da chama penetrar nas fendas existentes no motor (entre o pistão, os anéis de vedação do pistão e as paredes do cilindro, assim como ao redor das velas de ignição e do eletrodo central da vela) e a absorção de parte do combustível pelo filme de óleo lubrificante que se forma nas paredes do cilindro (este combustível é desabsorvido durante a combustão, mas uma parte não chega a ser queimada, contribuindo para as emissões de *HC*).

Quanto aos efeitos das emissões de *HC* à saúde humana, Martins (2006) explica que o *HC* associado aos óxidos de nitrogênio produz o *smog* fotoquímico, mas também podem provocar irritações nos olhos, náuseas, dores de cabeça e problemas respiratórios. Os *HC* aromáticos, de acordo com Martins (2006), são considerados cancerígenos.

O combustível E26 apresentou as menores médias de emissão de *HC* porque foi testado em condições de ponto da centelha atrasado em relação aos demais combustíveis. Estes resultados estão de acordo com a literatura, que explica que a ignição atrasada reduz as emissões de *HC* (PENIDO FILHO, 1991).

O combustível E100 apresentou as maiores médias de emissão de *HC* seguido pelos combustíveis E70 e E56 (em posições alternadas em função das condições de operação do motor). E70 e E56 não apresentaram diferenças estatisticamente significativas nas emissões de *HC*.

Os resultados apresentaram-se semelhantes aos relatados por Celik (2008), pois os combustíveis com maior quantidade mássica de etanol apresentaram os maiores valores médios de emissão de *HC*.

Celik (2008) atribui o aumento das emissões de HC , nos combustíveis com maior teor de etanol, à redução da temperatura no cilindro ao término do período de admissão, devido ao elevado calor de vaporização do etanol. A redução da temperatura da câmara acaba provocando falhas na combustão nas proximidades das paredes da câmara de combustão.

4.1.4.3 Análise dos efeitos do fator λ e do tipo de combustível a 2000 e 3000 rpm, regime de plena carga e MBT sobre as emissões de CO_2

O intervalo de confiança para cada média de emissão de CO_2 pode ser visualizado na Figura 41, em função do fator λ e do tipo de combustível.

Figura 41 - Emissão de CO_2 do motor em função do fator λ e do tipo de combustível (2000 e 3000 rpm, regime de plena carga, MBT).

Os resultados das análises estatísticas, apresentadas no Apêndice A2, permitem constatar que as emissões de CO_2 são afetadas significativamente pelo fator λ e praticamente não são afetadas pela variação do tipo de combustível.

As médias de emissão de CO_2 , considerando todos os combustíveis analisados, apresentaram maior valor registrado na razão estequiométrica (λ igual a 1,0).

Os resultados apresentados na Figura 41 e nas análises estatísticas (Apêndice A2) mostram que a emissão de CO_2 ocorre de maneira inversa à emissão de CO para fatores λ menores do que 1,0 (inclusive). Este resultado encontra-se de acordo com Vilanova (2007) e Hsieh et al. (2012) que afirmam que a emissão de CO_2 é semelhante à emissão de CO , mas na proporcionalidade inversa à mistura (para $\lambda < 1$).

Acima de λ igual a 1,0 a emissão de CO_2 sofre redução acentuada à medida que a mistura ar-combustível vai sendo empobrecida. A redução das emissões de CO_2 também ocorre quando a mistura ar-combustível é enriquecida.

A emissão de CO_2 está relacionada com a emissão de CO pelo fato de que é a oxidação do CO que origina o CO_2 , conforme Martins (2006).

4.1.5 Síntese dos resultados experimentais e discussões relativas ao desempenho geral do motor operando com diferentes misturas de etanol e gasolina

A análise das variáveis de desempenho e emissões do motor VW AT1000 8V nas condições ensaiadas pode ser resumida em função dos tipos de combustíveis, da seguinte forma:

- E26:
 - ✓ quanto ao desempenho: apresentou as menores médias de potência corrigida, de consumo específico e de eficiência de conversão de combustível, e
 - ✓ quanto às emissões: apresentou as menores médias de emissões de HC , decréscimo significativo das emissões de CO a partir do valor máximo ($\lambda = 0,9$) até λ igual a 1,0 (com redução menos significativa, ou estabilização das emissões, para λ mais pobres), pico de emissão de CO_2 em λ igual a 1 com reduções significativas para misturas ricas ou pobres.
- E100:
 - ✓ quanto ao desempenho: apresentou as maiores médias de potência corrigida a 3000 rpm, mas a 2000 rpm apresentou médias de potência inferiores às das misturas E70 e E56, apresentou as maiores médias de consumo específico e médias de eficiência de conversão de combustível inferiores às das misturas E70 e E56, e
 - ✓ quanto às emissões: apresentou as maiores médias de emissões de HC e comportamento semelhante ao E26 quanto às emissões de CO e CO_2 .

- E70:
 - ✓ quanto ao desempenho: apresentou as maiores médias de potência corrigida a 2000 rpm, e inferiores às do E100 a 3000 rpm (mas semelhantes às do E56), as médias de consumo específico ficaram entre as médias dos combustíveis E100 e E56, apresentou as maiores médias de eficiência de conversão de combustível a 3000 rpm (juntamente com o combustível E56), assim como a 2000 rpm para λ superiores a 1,0, e
 - ✓ quanto às emissões: apresentou médias de emissões de *HC* inferiores às do E100, superiores às do E26 e semelhantes às do E56, quanto às emissões de *CO* e *CO*₂ apresentou comportamento semelhante ao E26.

- E56:
 - ✓ quanto ao desempenho: apresentou médias de potência corrigida inferiores às do E70 a 2000 rpm e às do E100 a 3000 rpm (mas semelhantes às do E70), médias de consumo específico superiores apenas as do E26 e as maiores médias de eficiência de conversão de combustível a 3000 rpm (juntamente com o combustível E70), mas inferiores às do E70 a 2000 rpm para λ superiores a 1,0, e
 - ✓ quanto às emissões: apresentou médias de emissões de *HC* inferiores às do E100, superiores às do E26 e semelhantes às do E70, quanto às emissões de *CO* e *CO*₂ apresentou comportamento semelhante ao E26.

É importante registrar que os resultados encontrados estão coerentes com a literatura e que o motor VW AT 1000 8V foi capaz de operar com os quatro combustíveis em estudo (E26, E56, E70 e E100) sem ocorrência de *knocking*, apesar da relação de compressão elevada (13,44:1). A variação no avanço da centelha foi suficiente para garantir o bom funcionamento do motor em todas as condições de operação experimentadas, porém, no caso do E26 a necessidade de atrasar muito o ponto de ignição comprometeu o seu desempenho.

4.2 ANÁLISE DOS MODELOS OBTIDOS PARA ESTIMAÇÃO DO FATOR LAMBDA

A literatura já demonstrou que os modelos utilizando o método dos momentos, aplicado ao sinal da pressão no cilindro, apresentados por Gilkey e Powell (1985), Arsie, Pianese e Rizzo (1998), Costa (2005) e Arsie et al. (2014) se mostraram capazes de estimar o fator λ (ou a relação ar-combustível ou a relação combustível-ar) de motores alimentados com etanol ou com gasolina.

Nesta seção será analisada a capacidade do método dos momentos em estimar o fator λ em um motor operando com quatro combustíveis distintos (E100, E70, E56 e E26).

As análises desta seção abordarão os resultados apresentados pelos nove modelos de estimação do fator λ , apresentados no Capítulo 3, na seção 3.2.7, obtidos primeiramente considerando os dados individuais de cada combustível testado e em seguida por um conjunto de dados composto por todos os combustíveis testados

4.2.1 Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando o combustível E26

A Tabela 25 apresenta os resultados alcançados com os nove modelos propostos para estimação do fator λ , utilizando a média de 20 ciclos e as janelas 1, 2, 3 e 4 de pressão no cilindro aplicada aos dados em regime de plena carga, enquanto que a Tabela 26 apresenta os resultados utilizando os dados de duas cargas combinadas (regime de plena carga mais regime de carga parcial com borboleta aberta em 33%).

Tabela 25 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E26 (regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Combustível: E26 (regime de plena carga)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	F	33,29	11,39	36,50	49,73
	$F_{0,05; 4; 25}$	2,76	2,76	2,76	2,76
	r^2	0,8419	0,6456	0,8538	0,8884
	R^2	0,8166	0,5889	0,8304	0,8705
	rms	0,0562	0,0842	0,0541	0,0473
Modelo 2	F	602,09	500,29	305,54	279,11
	$F_{0,05; 5; 24}$	2,62	2,62	2,62	2,62
	r^2	0,9921	0,9905	0,9845	0,9831
	R^2	0,9904	0,9885	0,9813	0,9796
	rms	0,0126	0,0138	0,0176	0,0184
Modelo 3	F	583,29	399,55	301,45	417,43
	$F_{0,05; 6; 23}$	2,53	2,53	2,53	2,53
	r^2	0,9935	0,9905	0,9874	0,9909
	R^2	0,9918	0,9880	0,9842	0,9885
	rms	0,0114	0,0138	0,0158	0,0135
Modelo 4	F	640,50	595,87	567,21	618,75
	$F_{0,05; 7; 22}$	2,46	2,46	2,46	2,46
	r^2	0,9951	0,9948	0,9945	0,9949
	R^2	0,9936	0,9931	0,9927	0,9933
	rms	0,0099	0,0102	0,0105	0,0101
Modelo 5	F	526,95	449,77	466,74	469,20
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9958	0,9951	0,9953	0,9953
	R^2	0,9939	0,9929	0,9931	0,9932
	rms	0,0092	0,0099	0,0097	0,0097
Modelo 6	F	545,20	550,09	487,14	671,49
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9959	0,9960	0,9955	0,9967
	R^2	0,9941	0,9942	0,9934	0,9952
	rms	0,0090	0,0090	0,0095	0,0081

Tabela 25 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E26 (regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Combustível: E26 (regime de plena carga)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	F	469,26	471,87	417,89	579,39
	$F_{0,05; 10; 19}$	2,38	2,38	2,38	2,38
	r^2	0,9960	0,9960	0,9955	0,9967
	R^2	0,9938	0,9939	0,9931	0,9950
	rms	0,0090	0,0090	0,0095	0,0081
Modelo 8	F	497,11	486,10	461,95	585,01
	$F_{0,05; 11; 18}$	2,38	2,38	2,38	2,38
	r^2	0,9967	0,9966	0,9965	0,9972
	R^2	0,9947	0,9946	0,9943	0,9955
	rms	0,0081	0,0082	0,0084	0,0075
Modelo 9	F	564,00	447,38	441,16	437,79
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9961	0,9951	0,9950	0,9949
	R^2	0,9943	0,9928	0,9927	0,9927
	rms	0,0089	0,0099	0,0100	0,0101

Tabela 26 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E26 (duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Combustível: E26 (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	$F_{0,05; 4; 55}$	2,55	2,55	2,55	2,55
	F	93,89	18,70	50,04	90,57
	r^2	0,8723	0,5763	0,7844	0,8682
	R^2	0,8630	0,5455	0,7688	0,8586
	rms	0,0505	0,0921	0,0657	0,0513
Modelo 2	$F_{0,05; 5; 54}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	F	397,06	193,82	175,93	181,79
	r^2	0,9735	0,9472	0,9422	0,9439
	R^2	0,9711	0,9423	0,9368	0,9387
	rms	0,0230	0,0325	0,0340	0,0335
Modelo 3	$F_{0,05; 6; 53}$	2,28	2,28	2,28	2,28
	F	331,20	164,36	155,42	225,35
	r^2	0,9740	0,9490	0,9462	0,9623
	R^2	0,9711	0,9432	0,9401	0,9580
	rms	0,0228	0,0319	0,0328	0,0275
Modelo 4	$F_{0,05; 7; 52}$	2,20	2,20	2,20	2,20
	F	311,06	337,37	335,94	321,34
	r^2	0,9767	0,9785	0,9784	0,9774
	R^2	0,9735	0,9756	0,9755	0,9744
	rms	0,0216	0,0208	0,0208	0,0213
Modelo 5	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	250,59	252,53	252,21	287,29
	r^2	0,9783	0,9785	0,9784	0,9810
	R^2	0,9744	0,9746	0,9746	0,9776
	rms	0,0208	0,0207	0,0208	0,0195
Modelo 6	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	258,46	273,12	251,28	245,90
	r^2	0,9790	0,9801	0,9784	0,9779
	R^2	0,9752	0,9765	0,9745	0,9739
	rms	0,0205	0,0200	0,0208	0,0210

Tabela 26 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E26 (duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Combustível: E26 (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	$F_{0,05; 10; 49}$	2,04	2,04	2,04	2,04
	F	231,72	243,13	225,46	218,22
	r^2	0,9793	0,9802	0,9787	0,9780
	R^2	0,9751	0,9762	0,9744	0,9736
	rms	0,0204	0,0199	0,0206	0,0210
Modelo 8	$F_{0,05; 11; 48}$	2,01	2,01	2,01	2,01
	F	237,02	248,52	224,16	213,83
	r^2	0,9819	0,9827	0,9809	0,9800
	R^2	0,9778	0,9788	0,9765	0,9754
	rms	0,0190	0,0186	0,0195	0,0200
Modelo 9	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	243,31	326,15	253,53	391,04
	r^2	0,9777	0,9833	0,9786	0,9860
	R^2	0,9737	0,9802	0,9747	0,9835
	rms	0,0211	0,0183	0,0207	0,0167

Os resultados dos valores críticos, $F_{\alpha,k,n-p}$, apresentados nas Tabela 25 e 26, foram menores que as estatísticas de teste, F , nos nove modelos estudados. Portanto, pode-se afirmar que existe pelo menos um regressor (a_n) em cada um dos modelos analisados que contribui significativamente para a estimativa do fator λ .

Observando a Tabela 25, constata-se que as janelas 2 e 3 não apresentaram os menores *rms* para nenhum dos modelos em estudo.

Na Tabela 26 pode-se constatar que apenas a janela 3 não apresentou o menor *rms* para nenhum dos modelos em estudo.

4.2.1.1 Modelo 1

O modelo 1 apresentou o menor *rms* com a janela 4 (0,0473, Tabela 25), e quando este mesmo modelo foi obtido utilizando os dados de cargas combinadas a melhor janela passou a ser a janela 1 (*rms* = 0,0505 contra *rms* = 0,0513 para a janela 4, Tabela 26). Quanto menor for o *rms* obtido menor será a magnitude média dos erros estimados, e quanto mais próximo de zero for o valor do *rms* melhor será a qualidade dos valores estimados. Portanto, deve-se selecionar sempre a janela que obteve o menor *rms*.

É importante ressaltar que a janela 4 é a que apresenta a menor porção de um ciclo completo do sinal do transdutor de pressão no cilindro, ou seja, é a janela que apresenta o menor requisito computacional entre todas as janelas propostas.

Para obter uma estimativa mais precisa do fator λ poder-se-ia utilizar janelas distintas de pressão no cilindro para cada faixa de operação do motor (cargas combinadas e plena carga), mas isto tornaria o sistema de controle do motor bastante complexo e dependente de um modelo de previsão da carga ou de um sensor de posição da válvula borboleta. Deve-se salientar que os sistemas de controle baseados no sinal da pressão no cilindro visam à utilização do menor número possível de transdutores.

Os resultados obtidos com o uso do modelo 1 permitem dizer que a afirmação de Gilkey e Powell (1985), sobre a melhor estimativa do fator λ quando se utiliza a janela de dados 1, só é válida quando se pretende cobrir toda a gama de cargas possíveis de um motor Otto.

Quanto às variáveis independentes utilizadas no modelo 1, aG , N , M_2 e M_3 , entende-se que:

- aG é um coeficiente que estima as condições básicas da carga admitida no motor porque estima a pressão no coletor de admissão. Martins (2006) afirma que quanto menor a pressão no coletor de admissão menor será a pressão no cilindro no início da combustão;
- N representa a rotação real do motor. Além de indicar a velocidade angular da árvore de manivelas do motor, a rotação real interfere na quantidade de pontos de pressão no cilindro coletados por ciclo, considerando uma mesma taxa de amostragem para várias rotações distintas;
- M_2 é o momento de segunda ordem. Este momento, segundo Mood e Graybill (1963), indica a variância, ou seja, quanto o trecho utilizado do ciclo de pressão no cilindro (em função da janela utilizada) se espalha em relação à média, e
- M_3 representa o momento de terceira ordem, que de acordo com Mood e Graybill (1963) indica a assimetria. A medida da assimetria indica quanto o trecho utilizado do ciclo de pressão no cilindro se deforma em relação a um trecho simétrico.

O coeficiente de determinação múltipla, r^2 , obtido para o modelo 1 indica que existe uma relação próxima da linear entre as variáveis independentes e o fator λ , considerando todas as janelas em estudo (Tabelas 25 e 26).

O coeficiente de determinação múltipla ajustado, R^2 , do modelo 1 será utilizado como parâmetro de comparação para os próximos modelos, indicando se o acréscimo de novas variáveis independentes realmente colabora para o aumento da eficiência na estimativa do fator λ .

O *rms* encontrado para o modelo 1 utilizando a janela 1 no presente estudo (0,0562 - em plena carga e 0,0505 - em cargas combinadas) foi ligeiramente maior do que o relatado por Gilkey e Powell (1985) para o mesmo modelo e mesma janela, nas condições dos experimentos deles (0,0487 desconsiderando a recirculação de gases de exaustão (EGR) e 0,0239 considerando a EGR).

Cabe ressaltar que no presente estudo foi utilizado um motor com diferenças significativas em relação ao motor utilizado por Gilkey e Powell (1985). A primeira diferença se refere ao número de cilindro do motor, neste estudo foi utilizado um motor com 4 cilindros em linha, enquanto que os autores citados empregaram um motor de apenas 1 cilindro. A segunda diferença reside na relação de compressão do motor, Gilkey e Powell (1985) usaram um motor a gasolina com relação de compressão de 6:1, enquanto que no presente estudo foi ensaiado um motor a etanol com relação de compressão de 13,44:1.

4.2.1.2 Modelo 2

Analisando novamente as Tabelas 25 e 26, pode-se constatar que o menor *rms* para o modelo 2 foi obtido utilizando a janela 1 (0,0126). A janela 1 também apresentou o menor *rms* quando utilizando os dados em cargas combinadas (*rms* = 0,0230).

O modelo 2 apresenta a inclusão do tempo de injeção (*TI*) como uma variável independente para a estimação do fator λ . Portanto, a iniciativa foi inédita.

Os estudos relatados até o presente momento não fizeram a inserção do tempo de injeção em conjunto com o método dos momentos para estimativa do fator λ .

A utilização do tempo de injeção na estimativa do fator λ foi motivada:

- pela disponibilidade desta variável em todos os tipos de sistemas eletrônicos de controle de motores, sem a necessidade de adição de novos transdutores ao motor, já que se trata de uma variável de controle do mesmo (para determinar o tempo de abertura das válvulas eletromagnéticas de injeção de combustível);
- pelo fato de o tempo de injeção estar relacionado à quantidade de combustível injetado dentro do motor, e

- por ser imposto ao motor antes da ocorrência da combustão, ou seja, a pressão no cilindro é influenciada pela quantidade de combustível inserida no motor.

Com a utilização do tempo de injeção, no modelo 2, o *rms* (0,0126) sofreu uma redução de aproximadamente 77,5% em relação ao modelo 1 (0,0562), considerando a janela 1 e utilizando os dados em regime de plena carga, como mostra a Tabela 25.

Considerando os dados em cargas combinadas, Tabela 26, para obtenção do modelo 2, a redução do *rms* (0,0230) em relação ao modelo 1 (0,0505) foi de aproximadamente 54,4%.

O coeficiente r^2 (0,9735) obtido para o modelo 2 foi consideravelmente maior que o obtido para o modelo 1 (0,8723), indicando que existe uma relação mais próxima da linear entre as variáveis independentes do modelo 2 e o fator λ (Tabelas 25 e 26).

O valor de R^2 para o modelo 2 foi superior ao do modelo 1 indicando que o tempo de injeção contribui significativamente para a melhora da estimativa do fator λ (Tabelas 25 e 26).

O modelo 2 deve apresentar um pequeno acréscimo computacional na estimativa do fator λ em relação ao modelo 1, pois acrescentou apenas duas operações fundamentais, uma soma e uma multiplicação.

4.2.1.3 Modelo 3

Os resultados obtidos com o modelo 3, apresentados na Tabela 25, indicam que o menor *rms* (0,0114) ocorreu na janela 1. Esta janela também apresentou o menor *rms* quando utilizando os dados em cargas combinadas (*rms* = 0,0228), como mostra a Tabela 26.

No modelo 3 foi inserida uma nova variável independente, em relação ao modelo 2, o pico de pressão no cilindro (*PC*). Não foram encontrados relatos sobre a utilização desta variável em conjunto com o método dos momentos para estimação do fator λ .

O pico de pressão no cilindro foi utilizado como variável independente pelo fato de ser afetado pelo fator λ empregado no motor. Para um mesmo avanço da centelha, quando mais pobre for a mistura menor será o pico de pressão no cilindro.

A redução do *rms* utilizando o modelo 3 (0,0114) em relação ao modelo 2 (0,0126) não foi tão significativa quanto à redução do *rms* conseguida entre o modelo 2 e o modelo 1 (0,0562). O modelo 3 apresentou uma redução de aproximadamente 9,5% em relação ao modelo 2, considerando os dados apresentados na Tabela 25, e de apenas 0,9% (0,0228 contra um *rms* igual a 0,0230 do modelo 2), considerando os dados apresentados na Tabela 26.

Se o objetivo for obter um modelo para todas as faixas de operação do motor (cargas combinadas) a redução do *rms* alcançada com o modelo 3 não justifica a sua utilização quando comparada ao modelo 2, pois o requisito computacional será levemente mais elevado sem a contrapartida de uma melhora significativa no resultado da estimativa do fator λ (menos de 1% de redução do *rms*).

Tanto o r^2 quanto o R^2 , apresentados nas Tabelas 25 e 26, foram ligeiramente maiores no modelo 3 em relação ao modelo 2, indicando que existe uma relação mais próxima da linear entre as variáveis independentes e que o pico de pressão no cilindro contribui ligeiramente para a estimativa do fator λ .

4.2.1.4 Modelo 4

De acordo com a Tabela 25, o modelo 4 apresentou o menor *rms* (0,0099) na janela 1. Considerando os dados em cargas combinadas as janelas 2 e 3 apresentaram o menor *rms* (0,0208, Tabela 26).

A diferença entre o modelo 4 e o modelo 3 reside na inserção do avanço da centelha (*AV*) como variável independente.

Durante os testes do motor, com os combustíveis E26, E56, E70 e E100, foi observada a necessidade de aumentar o avanço da centelha à medida que a mistura ar-combustível era empobrecida.

O ponto de ignição precisa avançar quando a mistura empobrece porque a velocidade da queima diminui. O aumento do avanço da ignição amplia a possibilidade de ocorrência de *knocking* no motor (Martins, 2006).

A escolha do avanço da centelha como variável independente foi motivada não só por sua influência na ocorrência de *knocking*, mas também pelo fato de que a posição angular em que ocorre o ponto da centelha determina a localização angular do pico de pressão no cilindro, interferindo na qualidade do torque do motor.

O modelo 4 apresentou uma redução do *rms* de aproximadamente 21,4% em relação ao modelo 2 (melhor janela: 1), considerando os dados da Tabela 25, e de aproximadamente 9,6% considerando os dados da Tabela 26 (melhor janela: 2).

O coeficiente de determinação múltipla ajustado, R^2 , foi maior no modelo 4 do que no modelo 3, indicando que o avanço da centelha contribui significativamente para a estimativa do fator λ (Tabelas 25 e 26).

O r^2 do modelo 4 também foi maior do que o do modelo 3 (Tabelas 25 e 26).

O modelo 4 apresenta pequeno acréscimo computacional quando comparado ao modelo 2 (aumento de duas somas e duas multiplicações), sendo uma opção para a melhoria da eficiência da estimativa do fator λ .

4.2.1.5 Modelo 5

O modelo 5 foi criado para verificar a capacidade do método dos momentos em estimar o fator λ utilizando não apenas uma janela de dados da pressão no cilindro, mas também a curva gerada pelo método da razão de pressões, relatado por Gassenfeit e Powell (1989).

A descrição do método da razão de pressões encontra-se no Capítulo 2, na seção 2.9.2.

A inovação feita no presente estudo foi aplicar o método dos momentos à curva resultante do método da razão de pressões. Esta curva é obtida pela razão entre a parte da curva de pressão no cilindro com queima (janela 6 de pressão no cilindro: 60°DPMS até 120°DPMS) e a parte da curva de pressão no cilindro sem queima (janela 5 de pressão no cilindro: 120°APMS até 60°APMS). A Figura 42 ilustra a curva gerada pelo método da razão de pressões considerando os dados em regime de plena carga para o combustível E26, a 3000 rpm e MBT.

Figura 42 - Curva gerada pelo método da razão de pressões no cilindro (3000 rpm, regime de plena carga, MBT, combustível E26).

Nesta inovação realizada no presente estudo, os momentos de segunda e terceira ordem foram utilizados para reproduzir a curva da razão de pressões no cilindro, com o intuito de obter uma melhor representação desta curva, pois na aplicação do método da razão de pressões, normalmente, são utilizados valores médios da curva ou pontos iniciais e finais para compor os modelos de regressão linear múltipla para estimação do fator λ .

Os resultados do modelo 5 (considerando os coeficientes r^2 , R^2 e o rms) indicam que o método dos momentos aplicado à curva da razão de pressões no cilindro é capaz de estimar o fator λ (Tabelas 25 e 26) melhor que os modelos anteriores.

A janela 1 apresentou o menor rms do modelo 5, mas a melhora em relação ao modelo 4 foi de apenas 7,1% em condições de plena carga, Tabela 25, e de apenas 3,7% em condições de cargas combinadas (considerando a janela 1), Tabela 26.

Em condições de regime de cargas combinadas o menor rms ocorreu na janela 4 (0,0195 - redução de aproximadamente 6,3% em relação à janela 2 do modelo 4).

Considerando o aumento da complexidade do modelo 5 em relação ao modelo 4, recomenda-se optar pelo modelo 4 quando o requisito computacional for restritivo.

4.2.1.6 Modelo 6

Foram inseridos os momentos de quarta e quinta ordem no modelo 6. Cabe ressaltar que a inserção de momentos de ordens superiores facilita o surgimento de matrizes quadradas singulares durante a obtenção dos regressores, ou seja, pelo menos uma linha ou coluna ou diagonal da matriz inversa ($X'X$) será composta de elementos iguais à zero resultando em um determinante nulo.

O menor *rms* do modelo 6, de acordo com as Tabelas 25 e 26, ocorreu na janela 4 (0,0081), em condições de plena carga, e na janela 2 (0,0200), considerando cargas combinadas.

Em relação ao modelo 4, os coeficientes r^2 , R^2 e o *rms* foram melhores indicando que um maior número de momentos, neste caso de quarta e quinta ordem, aumentam a eficiência da estimação do fator λ (Tabelas 25 e 26).

Apesar da redução de 18,2% no valor do *rms* do modelo 6 em relação ao modelo 4 (Tabela 25), em condições de cargas combinadas a redução do *rms* foi de apenas 3,8% (Tabela 26), portanto, deve-se verificar os requisitos computacionais do sistema eletrônico de controle de motores antes de optar pelo modelo 6 em detrimento do modelo 4, pois os momentos de quarta e quinta ordem aumentam o consumo computacional, além do já mencionado efeito facilitador na geração de matrizes singulares.

4.2.1.7 Modelo 7

No modelo 7 foi inserida a temperatura do ar no coletor de admissão.

A temperatura do ar admitido, segundo Martins (2006), influi na temperatura da mistura no momento anterior à combustão. Temperaturas elevadas na admissão reduzem a quantidade de ar admitida pelo motor, porque reduzem a densidade do ar.

O menor *rms* do modelo 7 ocorreu na janela 4 (0,0081), de acordo com a Tabela 25, e na janela 2 (0,0199) considerando os dados de cargas combinadas (Tabela 26).

Em relação ao modelo 6, houve redução do coeficiente R^2 indicando que a inclusão da temperatura do ar no coletor de admissão não contribui para o aumento da eficiência na estimação do fator λ (Tabelas 25 e 26).

Os resultados do modelo 7 não o qualificam para compor um sistema eletrônico de controle de motores.

Apesar dos resultados do modelo 7 indicarem que a temperatura de admissão não colabora na estimativa do fator λ , esta variável foi mantida no modelo 8 com o intuito de comparar, em trabalhos futuros, os resultados de um modelo baseado no método dos momentos com os resultados de um modelo baseado no método dos pesos moleculares, pois este último necessita da temperatura de admissão na sua elaboração.

4.2.1.8 Modelo 8

O modelo 8 apresentou a adição da temperatura dos gases de exaustão, tomada no coletor de exaustão, como variável independente.

Os dados obtidos durante os testes do motor permitiram observar que a temperatura de exaustão é um indicativo do tipo de combustível utilizado (reduz à medida que a quantidade de etanol aumenta) e do fator λ empregado (diminui à medida que a relação ar-combustível se afasta da mistura estequiométrica).

O menor *rms* do modelo 8 ocorreu na janela 4 (0,0075), como mostra a Tabela 25, e na janela 2 (0,0186) quando considerando os dados em cargas combinadas (Tabela 26).

Ao contrário da temperatura de admissão, a temperatura de exaustão se mostrou significativa na estimação do fator λ , ou seja, os valores do coeficiente R^2 foram maiores em relação aos modelos 6 e 7, em todas as janelas analisadas (Tabelas 25 e 26).

A redução do *rms* do modelo 8 em relação ao modelo 6 foi de aproximadamente 7,4% em condições de plena carga e de 7% em condições de cargas combinadas.

Os resultados obtidos com o modelo 8 indicam que ele apresenta uma melhora significativa na estimativa do fator λ , em relação ao modelo 6, mas a inclusão de um transdutor de temperatura no coletor de escape pode ser um empecilho à sua implementação em um sistema eletrônico de controle de motores, não só pelo custo adicional, mas também, pelos requisitos de manutenção que este transdutor pode vir a exigir.

4.2.1.9 Modelo 9

O modelo 9 foi desenvolvido com o intuito de verificar se um modelo de ajuste mais complexo traria algum benefício na estimativa do fator λ . Neste caso foram inseridos os quadrados dos momentos de segunda e terceira ordem no modelo 4.

A comparação do modelo 9 deve ser feita com o modelo 4, pois ambos estão baseados apenas na utilização de transdutores de pressão.

Considerando a janela 1, os coeficientes r^2 , R^2 e o rms do modelo 9 (Tabelas 25 e 26) foram melhores do que os do modelo 4, indicando que os quadrados dos momentos aumentam a eficiência da estimação do fator λ .

A redução do rms do modelo 9 (0,0089) foi de aproximadamente 10,1% em relação ao do modelo 4 (0,0099), considerando os dados da janela 1 apresentados na Tabela 25. A redução do rms considerando os dados em cargas combinadas, Tabela 26, foi de aproximadamente 19,7%.

Em condições de cargas combinadas a janela 4 foi a que apresentou o menor rms para o modelo 9.

Os resultados encontrados para o modelo 9 em cargas combinadas indicam que ele melhora significativamente a estimativa do fator λ (considerando os resultados obtidos com a janela 4), sendo que sua implementação depende apenas da disponibilidade computacional do sistema eletrônico de controle de motores, pois apresenta maior requisito computacional do que o modelo 4.

4.2.1.10 Síntese dos resultados obtidos com os modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E26

Resumindo os resultados obtidos com todos os modelos para estimação de λ , com o motor AT1000 8V operando com E26, pode-se afirmar que:

- O modelo 4 apresenta o melhor rms entre os modelos de menor requisito computacional, tanto em carga plena como em cargas combinadas;
- a melhor janela do modelo 4 em plena carga foi a janela 1 ($rms = 0,0099$); enquanto que em cargas combinadas a melhor janela foi a 2 ($rms = 0,0208$);
- o modelo 8 foi o que apresentou o menor rms em plena carga (0,0075), utilizando a janela 4, e
- o modelo 9 foi o que apresentou o menor rms em cargas combinadas (0,0167), utilizando a janela 4.

Os coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas (a_n) obtidos para os modelos que apresentaram os menores rms em condições de plena carga e de cargas combinadas são apresentados na Tabela 27, considerando uma média de 20 ciclos de pressão no cilindro.

Tabela 27 - Coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas dos modelos que apresentaram os menores *rms* para o combustível E26.

Combustível: E26 (média de 20 ciclos)				
Condição de carga do motor				
Coeficientes a_n	Plena carga		Duas cargas combinadas	
	Modelos		Modelos	
	4	8	4	9
	Janelas		Janelas	
	1	4	2	4
1	6,943E+00	5,011E+00	7,759E+00	2,543E+00
2	2,009E+04	1,401E+03	2,144E+05	6,313E+04
3	-2,352E-01	-2,266E-01	-2,212E-01	-2,081E-01
4	-4,912E-04	2,413E-03	-1,400E-03	1,788E-02
5	-1,433E-02	-8,725E-03	-1,878E-02	-7,526E-03
6	4,234E-06	-3,080E-04	-1,890E-05	-3,427E-05
7	-5,004E-05	6,521E-04	-2,320E-05	6,868E-03
8	3,909E-06	2,334E-05	-1,081E-06	2,317E-04
9		-1,662E-03		-9,258E-06
10		-3,527E-03		-5,808E-08
11		6,866E-06		
12		5,276E-06		

Para analisar os resíduos do modelo de menor requisito computacional em cargas combinadas, modelo 4, foi utilizada a variável *RINT* do comando *regress* do *software* Matlab®. Esta análise foi realizada com nível de 5% de significância e os resultados são apresentados na Figura 43.

Os resíduos, representados por círculos na Figura 43, indicam a diferença entre o valor do fator λ estimado (obtido utilizando o modelo em estudo - modelo 4) e o valor do fator lambda real (que ocorreu no motor nas condições de ensaio utilizadas para a estimação). Os resultados indicam uma pequena variação nos resíduos da estimativa do fator λ utilizando o modelo 4 (resíduo médio do fator λ estimado igual a 0,0180).

Os intervalos de confiança, representados por barras na Figura 43, que não tocam a linha zero indicam que o resíduo é maior do que o esperado em 95% das observações, ou seja, trata-se de um *outlier* (valor atípico). A retirada dos valores atípicos poderia melhorar a estimativa, mas tal atitude só seria válida se novos experimentos fossem realizados.

Figura 43 - Resíduos, e seus respectivos intervalos de confiança, resultantes da estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média dos 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 2 para o combustível E26 em condições de cargas combinadas.

Os resultados da estimação do fator λ em condições de cargas diversas, utilizando o modelo 4, janela 2 e média de 20 ciclos de pressão no cilindro, são apresentados na Figura 44. A reta apresentada nesta figura indica o modelo ideal de estimação do fator λ (*rms* igual à zero).

A título de comparação, os resultados do modelo 9 em condições de cargas combinadas, média de 20 ciclos e janela 4 são apresentados na Figura 45.

Pode-se observar na Figura 45 que os fatores λ estimados estão ligeiramente mais próximos dos fatores λ reais do que na Figura 44, isto se deve ao menor *rms* apresentado pelo modelo 9 em relação ao modelo 4 em condições de cargas combinadas.

Os resultados obtidos com o presente trabalho melhoraram consideravelmente a estimativa do fator λ em relação ao primeiro modelo proposto por Gilkey e Powell (1985), como pode ser observado na comparação das Figuras 44 e 45 com a Figura 46. Isto se deve a influência que o fator λ exerce sobre as variáveis do motor (tempo de injeção, pico de pressão no cilindro e avanço da centelha) inseridas originalmente no presente estudo nas equações dos modelos propostos para a estimação do fator λ .

Figura 44 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 2 para o combustível E26 em condições de cargas combinadas.

Figura 45 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 9, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 4 para o combustível E26 em condições de cargas combinadas.

Figura 46 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 1, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 1 para o combustível E26 em condições de cargas combinadas.

Nas próximas seções os resultados dos modelos de estimação do fator λ serão analisados pontuando o menor requisito computacional e o menor *rms* possível, evitando assim a repetição das justificativas apresentadas nesta seção para a inclusão de cada variável independente e as comparações entre os diversos modelos obtidos.

4.2.2 Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando o combustível E56

Os resultados obtidos com os nove modelos propostos neste estudo são apresentados nas Tabelas 28 e 29, considerando o combustível E56. Os resultados mostrados nestas tabelas foram obtidos utilizando médias de 20 ciclos de pressão no cilindro, condições de plena carga e de cargas combinadas, respectivamente, e considerando as janelas 1, 2, 3 e 4.

Tabela 28 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E56 (regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Combustível: E56 (regime de plena carga)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	F	128,14	12,85	27,57	189,55
	$F_{0,05; 4; 25}$	2,76	2,76	2,76	2,76
	r^2	0,9535	0,6728	0,8152	0,9681
	R^2	0,9461	0,6204	0,7857	0,9630
	rms	0,0305	0,0809	0,0608	0,0253
Modelo 2	F	1009,90	456,94	298,16	656,03
	$F_{0,05; 5; 24}$	2,62	2,62	2,62	2,62
	r^2	0,9953	0,9896	0,9842	0,9927
	R^2	0,9943	0,9874	0,9809	0,9912
	rms	0,0097	0,0144	0,0178	0,0121
Modelo 3	F	954,77	403,80	583,76	571,89
	$F_{0,05; 6; 23}$	2,53	2,53	2,53	2,53
	r^2	0,9960	0,9906	0,9935	0,9933
	R^2	0,9950	0,9881	0,9918	0,9916
	rms	0,0089	0,0137	0,0114	0,0115
Modelo 4	F	1174,13	1150,84	1142,62	1223,90
	$F_{0,05; 7; 22}$	2,46	2,46	2,46	2,46
	r^2	0,9973	0,9973	0,9973	0,9974
	R^2	0,9965	0,9964	0,9964	0,9966
	rms	0,0073	0,0074	0,0074	0,0072
Modelo 5	F	882,06	826,49	847,73	894,35
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9975	0,9973	0,9974	0,9975
	R^2	0,9964	0,9961	0,9962	0,9964
	rms	0,0071	0,0073	0,0072	0,0070
Modelo 6	F	925,46	1141,88	867,18	1803,97
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9976	0,9981	0,9974	0,9988
	R^2	0,9965	0,9972	0,9963	0,9982
	rms	0,0069	0,0062	0,0071	0,0050

Tabela 28 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E56 (regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Combustível: E56 (regime de plena carga)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	F	985,48	1060,93	761,36	1988,86
	$F_{0,05; 10; 19}$	2,38	2,38	2,38	2,38
	r^2	0,9981	0,9982	0,9975	0,9990
	R^2	0,9971	0,9973	0,9962	0,9985
	rms	0,0062	0,0060	0,0071	0,0044
Modelo 8	F	866,71	932,36	662,61	2080,89
	$F_{0,05; 11; 18}$	2,38	2,38	2,38	2,38
	r^2	0,9981	0,9982	0,9975	0,9992
	R^2	0,9970	0,9972	0,9960	0,9987
	rms	0,0061	0,0059	0,0070	0,0040
Modelo 9	F	854,86	1128,05	1498,58	1145,52
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9974	0,9980	0,9985	0,9981
	R^2	0,9962	0,9971	0,9979	0,9972
	rms	0,0072	0,0063	0,0054	0,0062

Observando os resultados apresentados nas Tabelas 28 e 29 pode-se afirmar que os valores críticos, $F_{\alpha,k,n-p}$, foram menores que as estatísticas de teste, F , nos nove modelos estudados, portanto, existe uma relação linear entre os regressores e o fator λ , e pelo menos um regressor (a_n), em cada um dos modelos analisados, que contribui significativamente para a estimativa do fator λ .

A janela 2, de acordo com os dados apresentados nas Tabelas 28 e 29, não apresentou o menor valor de rms em nenhum dos modelos analisados para o combustível E56.

Em condições de plena carga, Tabela 28, o único modelo que apresentou redução do r^2 e do R^2 em relação ao seu antecessor de referência, foi o modelo 5, indicando que o método dos momentos aplicado à curva da razão de pressões no cilindro não colabora para a estimativa do fator λ quando utilizando o combustível E56. Esse resultado não se confirmou em condições de cargas combinadas, pois nestas condições o método dos momentos aplicado à curva da razão de pressões no cilindro colaborou significativamente para a estimativa do fator λ .

Tabela 29 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E56 (duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Combustível: E56 (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	$F_{0,05; 4; 55}$	2,55	2,55	2,55	2,55
	F	208,64	21,49	15,63	208,72
	r^2	0,9382	0,6098	0,5320	0,9382
	R^2	0,9337	0,5815	0,4979	0,9337
	rms	0,0352	0,0883	0,0968	0,0352
Modelo 2	$F_{0,05; 5; 54}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	F	333,68	173,47	176,14	357,97
	r^2	0,9686	0,9414	0,9422	0,9707
	R^2	0,9657	0,9360	0,9369	0,9680
	rms	0,0250	0,0342	0,0340	0,0242
Modelo 3	$F_{0,05; 6; 53}$	2,28	2,28	2,28	2,28
	F	274,92	177,44	171,84	308,73
	r^2	0,9689	0,9526	0,9511	0,9722
	R^2	0,9653	0,9472	0,9456	0,9690
	rms	0,0250	0,0308	0,0313	0,0236
Modelo 4	$F_{0,05; 7; 52}$	2,20	2,20	2,20	2,20
	F	351,33	331,85	552,85	364,27
	r^2	0,9793	0,9781	0,9867	0,9800
	R^2	0,9765	0,9752	0,9850	0,9773
	rms	0,0204	0,0209	0,0163	0,0200
Modelo 5	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	343,15	318,97	435,90	399,28
	r^2	0,9841	0,9829	0,9874	0,9863
	R^2	0,9812	0,9798	0,9852	0,9838
	rms	0,0179	0,0185	0,0159	0,0166
Modelo 6	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	426,53	329,48	502,30	315,24
	r^2	0,9871	0,9834	0,9891	0,9827
	R^2	0,9848	0,9804	0,9871	0,9796
	rms	0,0160	0,0182	0,0148	0,0186

Tabela 29 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E56 (duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Combustível: E56 (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	$F_{0,05; 10; 49}$	2,04	2,04	2,04	2,04
	F	377,77	293,83	448,43	280,99
	r^2	0,9872	0,9836	0,9892	0,9829
	R^2	0,9846	0,9802	0,9870	0,9794
	rms	0,0160	0,0181	0,0147	0,0185
Modelo 8	$F_{0,05; 11; 48}$	2,01	2,01	2,01	2,01
	F	336,50	270,43	403,00	253,97
	r^2	0,9872	0,9841	0,9893	0,9831
	R^2	0,9843	0,9805	0,9868	0,9792
	rms	0,0160	0,0178	0,0146	0,0184
Modelo 9	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	287,89	283,99	455,76	406,73
	r^2	0,9811	0,9808	0,9880	0,9865
	R^2	0,9777	0,9774	0,9858	0,9841
	rms	0,0195	0,0196	0,0155	0,0164

Em condições de cargas combinadas, Tabela 29, todos os modelos apresentaram aumento do r^2 e do R^2 em relação ao seu antecessor de referência, em pelo menos uma das janelas em estudo.

Considerando os dados em cargas combinadas (Tabela 29) pode-se afirmar que todas as variáveis independentes adicionadas a partir do modelo 1 colaboram para a estimativa do fator λ , exceto a temperatura de admissão.

O modelo 2 (janela 1) apresentou uma redução do *rms* (0,0097) de aproximadamente 61,7% em relação ao modelo 1 (janela 4: *rms* = 0,0253) considerando os dados em plena carga e de aproximadamente 31,2% considerando os dados em cargas combinadas.

Em cargas combinadas, Tabela 29, o modelo 2 apresentou os melhores resultados na janela 4 (*rms* = 0,0242), enquanto que o modelo 1 apresentou os melhores resultados nas janelas 1 e 4 (*rms* = 0,0352).

O modelo 4 foi o que apresentou o menor *rms* (0,0072) entre os modelos de menor requisito computacional (modelos 1, 2, 3 e 4). Este resultado ocorreu nas 4 janelas (*rms* = $0,0073 \pm 0,0001$) em condições de plena carga (Tabela 28) e na janela 3 (0,0163) em condições de cargas combinadas (Tabela 29).

A redução do *rms* do modelo 4 (janela 4: $rms = 0,0072$) em relação ao modelo 1 (janela 4: $rms = 0,0253$) foi de aproximadamente 71,5% em condições de plena carga e de aproximadamente 53,7% em condições de cargas combinadas.

Os melhores *rms* encontrados foram obtidos pelo modelo 8 em plena carga na janela 4 ($rms = 0,0040$) e em cargas combinadas na janela 3 ($rms = 0,0146$). A redução do *rms* em relação ao combustível E26 (0,0075), em condições de plena carga, foi de aproximadamente 46,7%, indicando uma menor variação cíclica da pressão no cilindro da mistura E56 em relação à mistura E26.

Como discutido para o combustível E26, o modelo 8 exige a inclusão de transdutores de temperatura nos coletores de admissão e de escape, o que pode ser um empecilho à sua implementação em um sistema eletrônico de controle de motores, não só pelo custo adicional, mas também pelos requisitos de manutenção que estes transdutores podem vir a exigir.

O modelo 6 (com maior número de momentos) apresentou o melhor *rms* entre os modelos que utilizam apenas o sinal do transdutor de pressão no cilindro (modelos 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 9), superando até mesmo o modelo 9 que apresenta o maior requisito computacional.

O modelo 6 apresentou uma redução no *rms*, em relação ao modelo 4, de aproximadamente 30,6% em plena carga e de aproximadamente 9,2% em condições de cargas combinadas, porém, sua implementação em um sistema eletrônico de controle de motores depende da disponibilidade computacional do mesmo.

Resumindo os resultados obtidos com todos os modelos pode-se afirmar que:

- O modelo 4 apresentou o melhor *rms* entre os modelos de menor requisito computacional, tanto em plena carga como em cargas combinadas;
- As 4 janelas do modelo 4 em plena carga produziram resultados parecidos ($rms = 0,0073 \pm 0,0001$); enquanto que em cargas combinadas a melhor janela foi a 3 ($rms = 0,0163$), e
- o modelo 8 foi o que apresentou o menor *rms* em plena carga (0,0040), utilizando a janela 4, e em cargas combinadas (0,0146) utilizando a janela 3.

A Tabela 30 exhibe os coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas (a_n) obtidos para os modelos que apresentaram os menores *rms* em condições de plena carga e de cargas combinadas, considerando uma média de 20 ciclos de pressão no cilindro.

Tabela 30 - Coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas dos modelos que apresentaram os menores *rms* para o combustível E56.

Combustível: E56 (média de 20 ciclos)				
Condição de carga do motor				
Coeficientes a_n	Plena carga		Duas cargas combinadas	
	Modelos		Modelos	
	4	8	4	8
	Janelas		Janelas	
	4	4	3	3
1	7,393E+00	6,026E+00	1,068E+01	9,528E+00
2	-6,277E+04	-1,355E+04	2,106E+05	2,064E+05
3	-1,603E-01	-1,807E-01	-1,503E-01	-1,476E-01
4	-3,455E-03	-7,933E-04	-6,320E-03	-5,541E-03
5	-1,422E-02	-1,141E-02	-2,881E-02	-2,529E-02
6	-5,040E-06	-2,239E-04	-1,357E-05	1,603E-04
7	-3,738E-04	-2,647E-03	3,374E-05	1,097E-03
8	2,948E-05	1,846E-05	-1,991E-06	-6,767E-06
9		-4,990E-03		-2,202E-04
10		-1,087E-03		-3,581E-06
11		1,953E-05		2,723E-08
12		1,811E-06		1,491E-10

Os resíduos em condições de cargas combinadas para o modelo 4 (janela 3) são representados por círculos na Figura 47. Os resultados, com nível de 5% de significância, indicam uma pequena variação nos resíduos da estimativa do fator λ utilizando o modelo 4 (resíduo médio do fator λ estimado igual a 0,0131).

A Figura 47 mostra que os resíduos do modelo 4, considerando a janela 3, apresentam alguns intervalos de confiança que não tocam a linha zero, ou seja possuem alguns valores atípicos (*outlier*). Como mencionado na análise dos modelos para o combustível E26, a retirada dos valores atípicos poderia melhorar a estimativa, mas tal atitude só seria válida se novos experimentos fossem realizados.

Figura 47 - Resíduos, e seus respectivos intervalos de confiança, resultantes da estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro, e janela 3 para o combustível E56 em condições de cargas combinadas.

A Figura 48 apresenta os resultados da estimação do fator λ , utilizando o modelo 4, janela 3 e média de 20 ciclos em condições de cargas combinadas.

Os resultados do modelo 8 (janela 4 e média de 20 ciclos) em condições de cargas combinadas são apresentados na Figura 49, com o intuito de permitir uma comparação visual com os resultados obtidos com o modelo 4.

Observando as Figuras 48 e 49 nota-se uma ligeira redução na dispersão dos valores estimados do modelo 8 em relação ao modelo 4, devido à redução do *rms* apresentada pelo modelo 8 em relação ao modelo 4 em condições de cargas combinadas.

A comparação da Figura 50, que apresenta os resultados obtidos com o modelo 1, proposto por Gilkey e Powell (1985), com as Figuras 48 e 49 permite observar a melhora alcançada com o presente estudo na estimativa do fator λ .

Figura 48 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 3 para o combustível E56 em condições de cargas combinadas.

Figura 49 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 8, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 3 para o combustível E56 em condições de cargas combinadas.

Figura 50 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 1, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 1 para o combustível E56 em condições de cargas combinadas.

4.2.3 Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando o combustível E70

As Tabelas 31 e 32 exibem os resultados obtidos com os nove modelos propostos neste estudo, considerando o combustível E70.

Os resultados apresentados nas Tabelas 31 e 32 foram obtidos utilizando médias de 20 ciclos de pressão no cilindro, considerando as janelas 1, 2, 3 e 4, condições de plena carga e de cargas combinadas, respectivamente.

Nas Tabelas 31 e 32 pode-se observar que os valores críticos, $F_{\alpha, k, n-p}$, foram menores que as estatísticas de teste, F , nos nove modelos estudados, portanto, existe pelo menos um regressor (a_n) em cada um dos modelos analisados que contribui significativamente para a estimativa do fator λ .

Tabela 31 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E70 (regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Combustível: E70 (regime de plena carga)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	F	70,04	29,25	14,34	222,98
	$F_{0,05; 4; 25}$	2,76	2,76	2,76	2,76
	r^2	0,9181	0,8239	0,6964	0,9727
	R^2	0,9050	0,7958	0,6478	0,9684
	rms	0,0405	0,0593	0,0779	0,0234
Modelo 2	F	789,08	393,91	420,13	656,25
	$F_{0,05; 5; 24}$	2,62	2,62	2,62	2,62
	r^2	0,9940	0,9880	0,9887	0,9927
	R^2	0,9927	0,9855	0,9864	0,9912
	rms	0,0110	0,0155	0,0150	0,0121
Modelo 3	F	860,71	468,55	648,65	591,23
	$F_{0,05; 6; 23}$	2,53	2,53	2,53	2,53
	r^2	0,9956	0,9919	0,9941	0,9936
	R^2	0,9944	0,9898	0,9926	0,9919
	rms	0,0094	0,0127	0,0108	0,0114
Modelo 4	F	988,94	887,90	820,83	983,51
	$F_{0,05; 7; 22}$	2,46	2,46	2,46	2,46
	r^2	0,9968	0,9965	0,9962	0,9968
	R^2	0,9958	0,9954	0,9950	0,9958
	rms	0,0080	0,0084	0,0087	0,0080
Modelo 5	F	755,47	701,81	692,68	756,97
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9971	0,9968	0,9968	0,9971
	R^2	0,9957	0,9954	0,9954	0,9958
	rms	0,0077	0,0079	0,0080	0,0077
Modelo 6	F	760,42	670,52	723,26	821,67
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9971	0,9967	0,9969	0,9973
	R^2	0,9958	0,9952	0,9956	0,9961
	rms	0,0076	0,0081	0,0078	0,0073

Tabela 31 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E70 (regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Combustível: E70 (regime de plena carga)		Média de 20 ciclos de pressão no cilindro			
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	F	650,66	575,98	618,87	705,80
	$F_{0,05; 10; 19}$	2,38	2,38	2,38	2,38
	r^2	0,9971	0,9967	0,9969	0,9973
	R^2	0,9956	0,9950	0,9953	0,9959
	rms	0,0076	0,0081	0,0078	0,0073
Modelo 8	F	661,01	641,77	608,00	807,67
	$F_{0,05; 11; 18}$	2,38	2,38	2,38	2,38
	r^2	0,9975	0,9975	0,9973	0,9980
	R^2	0,9960	0,9959	0,9957	0,9967
	rms	0,0070	0,0071	0,0073	0,0064
Modelo 9	F	1040,76	794,13	717,23	804,18
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9979	0,9972	0,9969	0,9972
	R^2	0,9969	0,9960	0,9955	0,9960
	rms	0,0065	0,0075	0,0079	0,0074

Os resultados apresentados na Tabela 31 permitem afirmar que as janelas 2 e 3 não apresentaram o menor valor de *rms* em nenhum dos modelos analisados para o combustível E70. Em condições de cargas combinadas, Tabela 32, apenas a janela 2 não foi bem sucedida em nenhum dos nove modelos estudados.

Com exceção do modelo 7, todos os modelos apresentaram aumento dos coeficientes r^2 e R^2 em relação ao seu antecessor de referência ao menos em uma das condições de carga avaliadas (plena carga ou cargas combinadas), conforme mostram as Tabelas 31 e 32.

O método dos momentos aplicado à curva da razão de pressões no cilindro, modelo 5, demonstrou que é capaz de estimar o fator λ quando utilizando o combustível E70, tanto em condições de plena carga quanto em condições de cargas combinadas.

Todas as variáveis independentes adicionadas ao modelo 1 se mostraram capazes de colaborar para a estimativa do fator λ , exceto a temperatura de admissão.

Tabela 32 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E70 (duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Combustível: E70 (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	$F_{0,05; 4; 55}$	2,55	2,55	2,55	2,55
	F	183,04	33,61	26,43	233,88
	r^2	0,9301	0,7096	0,6578	0,9445
	R^2	0,9250	0,6885	0,6329	0,9404
	rms	0,0374	0,0762	0,0827	0,0333
Modelo 2	$F_{0,05; 5; 54}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	F	553,26	301,21	271,12	334,98
	r^2	0,9809	0,9654	0,9617	0,9688
	R^2	0,9791	0,9622	0,9581	0,9659
	rms	0,0196	0,0263	0,0277	0,0250
Modelo 3	$F_{0,05; 6; 53}$	2,28	2,28	2,28	2,28
	F	487,63	254,89	239,13	296,52
	r^2	0,9822	0,9665	0,9644	0,9711
	R^2	0,9802	0,9627	0,9603	0,9678
	rms	0,0189	0,0259	0,0267	0,0241
Modelo 4	$F_{0,05; 7; 52}$	2,20	2,20	2,20	2,20
	F	418,75	448,51	708,46	419,97
	r^2	0,9826	0,9837	0,9896	0,9826
	R^2	0,9802	0,9815	0,9882	0,9803
	rms	0,0187	0,0181	0,0144	0,0186
Modelo 5	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	340,71	381,24	543,52	350,08
	r^2	0,9840	0,9856	0,9899	0,9844
	R^2	0,9811	0,9831	0,9881	0,9816
	rms	0,0179	0,0169	0,0142	0,0177
Modelo 6	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	469,71	379,61	647,73	544,42
	r^2	0,9883	0,9856	0,9915	0,9899
	R^2	0,9862	0,9830	0,9900	0,9881
	rms	0,0153	0,0170	0,0130	0,0142

Tabela 32 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E70 (duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Combustível: E70 (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	$F_{0,05; 10; 49}$	2,04	2,04	2,04	2,04
	F	419,32	339,66	574,34	492,19
	r^2	0,9884	0,9858	0,9915	0,9901
	R^2	0,9861	0,9829	0,9898	0,9881
	rms	0,0152	0,0169	0,0130	0,0140
Modelo 8	$F_{0,05; 11; 48}$	2,01	2,01	2,01	2,01
	F	377,73	304,68	512,15	438,32
	r^2	0,9886	0,9859	0,9916	0,9901
	R^2	0,9860	0,9826	0,9896	0,9879
	rms	0,0151	0,0168	0,0130	0,0140
Modelo 9	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	377,29	380,51	567,93	544,64
	r^2	0,9855	0,9856	0,9903	0,9899
	R^2	0,9829	0,9830	0,9886	0,9881
	rms	0,0170	0,0170	0,0139	0,0142

A redução do *rms* do modelo 2 (0,0110) foi de aproximadamente 53% em relação ao modelo 1 (0,0234) considerando os dados em plena carga e de aproximadamente 41,1% considerando os dados em cargas combinadas.

Tanto em plena carga quanto em cargas combinadas o modelo 2 apresentou os melhores resultados na janela 1 (cargas combinadas: *rms* = 0,0196), enquanto que o modelo 1 apresentou os melhores resultados na janela 4 (cargas combinadas: *rms* = 0,0333).

Entre os modelos de menor requisito computacional (modelos 1, 2, 3 e 4), o modelo 4 foi o que apresentou o menor *rms* (0,0080). Este resultado ocorreu nas janelas 1 e 4 em condições de plena carga (Tabela 31) e na janela 3 (0,0144) em condições de cargas combinadas (Tabela 32).

O modelo 4 apresentou uma redução do *rms* de aproximadamente 65,8% (janela 4 - menor requisito computacional do que a janela 1: *rms* = 0,0080) em relação ao modelo 1 (janela 4: *rms* = 0,0234) em condições de plena carga e de aproximadamente 56,8% em condições de cargas combinadas.

O menor *rms* em plena carga foi obtido pelo modelo 8 (janela 4: *rms* = 0,0064).

Em cargas combinadas os modelos 6, 7 e 8 apresentaram o menor *rms* (0,0130, utilizando a janela 3). Apesar de apresentarem o mesmo *rms*, o modelo 6 apresenta como vantagem, em relação aos modelos 7 e 8, a menor complexidade na sua obtenção.

Apesar do modelo 6 apresentar uma redução do *rms*, em relação ao modelo 4, de aproximadamente 9,7% em cargas combinadas, sua implementação em um sistema eletrônico de controle de motores depende da disponibilidade computacional do mesmo.

Resumindo os resultados obtidos com todos os modelos pode-se afirmar que:

- O modelo 4 apresentou o melhor *rms* entre os modelos de menor requisito computacional, tanto em plena carga como em cargas combinadas;
- a melhor janela do modelo 4 em plena carga foi a janela 4 (*rms* = 0,0080, empatada com a janela 1); enquanto que em cargas combinadas a melhor janela foi a 3 (*rms* = 0,0144);
- o modelo 8 (janela 4) foi o que apresentou o menor *rms* em plena carga (0,0064), e
- os modelos 6, 7 e 8, utilizando a janela 3, foram os que apresentaram o menor *rms* em cargas combinadas (0,0130), porém, o modelo 6 apresenta menor complexidade que os modelos 7 e 8.

Os coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas (a_n) obtidos para os modelos que apresentaram os menores *rms* em condições de plena carga e de cargas combinadas, considerando uma média de 20 ciclos de pressão no cilindro, são exibidos na Tabela 33.

A Figura 51 exibe os resíduos em condições de cargas combinadas para o modelo 4 (janela 3), os quais são representados por círculos. Os resultados, com nível de 5% de significância, indicam uma pequena variação nos resíduos da estimativa do fator λ utilizando o modelo 4 (resíduo médio do fator λ estimado igual a 0,0120).

Como pode ser observado na Figura 51 existem alguns valores atípicos nos resíduos do modelo 4, considerando a janela 3, porém, como mencionado na análise dos modelos para os combustíveis E26 e E56, a retirada dos valores atípicos poderia melhorar a estimativa, mas tal atitude só seria válida se novos experimentos fossem realizados.

Tabela 33 - Coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas dos modelos que apresentaram os menores rms para o combustível E70.

Combustível: E70 (média de 20 ciclos)				
Condição de carga do motor				
Coeficientes a_n	Plena carga		Duas cargas combinadas	
	Modelos		Modelos	
	4	8	4	6
	Janelas		Janelas	
	4	4	3	3
1	5,632E+00	4,480E+00	9,346E+00	7,344E+00
2	-2,769E+04	-4,843E+04	2,044E+05	1,863E+05
3	-1,636E-01	-2,040E-01	-1,573E-01	-1,647E-01
4	-1,301E-03	2,040E-03	-4,051E-03	-1,788E-03
5	-9,955E-03	-4,848E-03	-2,468E-02	-1,915E-02
6	1,765E-05	-3,598E-04	-6,915E-06	2,949E-05
7	-2,645E-04	-2,759E-04	1,529E-05	-3,254E-04
8	7,303E-05	7,388E-05	-2,356E-06	-8,688E-06
9		-1,706E-03		4,866E-08
10		6,038E-04		3,789E-10
11		1,001E-06		
12		-8,934E-07		

Os resultados da estimação do fator λ , utilizando o modelo 4 (janela 3 e média de 20 ciclos) em condições de cargas combinadas, são exibidos na Figura 52.

Os resultados do modelo 6, para média de 20 ciclos e janela 3 em condições de cargas combinadas, são apresentados na Figura 53.

Figura 51 - Resíduos, e seus respectivos intervalos de confiança, resultantes da estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 3 para o combustível E70 em condições de cargas combinadas.

Figura 52 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 3 para o combustível E70 em condições de cargas combinadas.

Figura 53 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 6, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 3 para o combustível E70 em condições de cargas combinadas.

Na Figura 53 pode-se observar uma pequena redução na dispersão dos valores estimados do fator λ pelo modelo 6 em relação aos resultados do modelo 4 apresentados na Figura 52. Esta redução na dispersão se deve ao menor *rms* apresentado pelo modelo 6 em relação ao modelo 4 em condições de cargas combinadas.

Comparando a Figura 54, que apresenta os resultados obtidos com o modelo 1, proposto por Gilkey e Powell (1985), com as Figuras 52 e 53 pode-se observar a melhora obtida com o presente estudo na estimativa do fator λ .

Figura 54 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 1, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 1 para o combustível E70 em condições de cargas combinadas.

4.2.4 Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando o combustível E100

Os resultados obtidos com os nove modelos propostos neste estudo, considerando o combustível E100, são apresentados nas Tabelas 34 e 35. Estes resultados foram obtidos utilizando médias de 20 ciclos de pressão no cilindro, considerando as janelas 1, 2, 3 e 4, condições de plena carga e de cargas combinadas, respectivamente.

Os valores críticos, $F_{\alpha,k,n-p}$, exibidos nas Tabelas 34 e 35, foram menores que as estatísticas de teste, F , nos nove modelos estudados, portanto, existe pelo menos um regressor (a_n) em cada um dos modelos analisados que contribui significativamente para a estimativa do fator λ .

Tabela 34 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E100 (regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Combustível: E100 (regime de plena carga)		Média de 20 ciclos de pressão no cilindro			
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	F	129,34	28,19	17,86	197,36
	$F_{0,05; 4; 25}$	2,76	2,76	2,76	2,76
	r^2	0,9539	0,8185	0,7408	0,9693
	R^2	0,9465	0,7895	0,6993	0,9644
	rms	0,0304	0,0602	0,0720	0,0248
Modelo 2	F	868,32	694,00	648,07	672,59
	$F_{0,05; 5; 24}$	2,62	2,62	2,62	2,62
	r^2	0,9945	0,9931	0,9926	0,9929
	R^2	0,9934	0,9917	0,9911	0,9914
	rms	0,0105	0,0117	0,0121	0,0119
Modelo 3	F	751,99	712,52	595,67	1043,98
	$F_{0,05; 6; 23}$	2,53	2,53	2,53	2,53
	r^2	0,9949	0,9946	0,9936	0,9963
	R^2	0,9936	0,9933	0,9919	0,9954
	rms	0,0101	0,0103	0,0113	0,0086
Modelo 4	F	873,09	814,47	799,66	1074,36
	$F_{0,05; 7; 22}$	2,46	2,46	2,46	2,46
	r^2	0,9964	0,9962	0,9961	0,9971
	R^2	0,9953	0,9949	0,9948	0,9962
	rms	0,0085	0,0088	0,0088	0,0076
Modelo 5	F	893,44	640,23	608,44	831,96
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9975	0,9965	0,9964	0,9973
	R^2	0,9964	0,9950	0,9947	0,9961
	rms	0,0070	0,0083	0,0085	0,0073
Modelo 6	F	858,40	581,66	755,46	777,57
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9974	0,9962	0,9971	0,9972
	R^2	0,9963	0,9945	0,9957	0,9959
	rms	0,0072	0,0087	0,0077	0,0075

Tabela 34 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E100 (regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Combustível: E100 (regime de plena carga)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	F	751,74	497,56	655,61	666,99
	$F_{0,05; 10; 19}$	2,38	2,38	2,38	2,38
	r^2	0,9975	0,9962	0,9971	0,9972
	R^2	0,9962	0,9942	0,9956	0,9957
	rms	0,0071	0,0087	0,0076	0,0075
Modelo 8	F	759,44	450,82	567,81	666,28
	$F_{0,05; 11; 18}$	2,38	2,38	2,38	2,38
	r^2	0,9978	0,9964	0,9971	0,9976
	R^2	0,9965	0,9942	0,9954	0,9961
	rms	0,0066	0,0085	0,0076	0,0070
Modelo 9	F	1709,70	888,33	829,26	864,86
	$F_{0,05; 9; 20}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	r^2	0,9987	0,9975	0,9973	0,9974
	R^2	0,9981	0,9964	0,9961	0,9963
	rms	0,0051	0,0071	0,0073	0,0072

As janelas 2 e 3 não apresentaram o menor valor de *rms* em nenhum dos modelos analisados para o combustível E100, considerando as condições de plena carga e cargas combinadas.

Apenas o modelo 7, em condições de plena carga não apresentou aumento dos coeficientes r^2 e R^2 em relação ao seu antecessor de referência.

O modelo 5, que utiliza como variáveis independentes os momentos de segunda e terceira ordem aplicados à curva da razão de pressões no cilindro, demonstrou que é capaz de estimar o fator λ quando utilizando o combustível E100, tanto em condições de plena carga quanto em condições de cargas combinadas.

Todas as variáveis independentes adicionadas ao modelo 1 se mostraram capazes de colaborar para a estimativa do fator λ , ao menos em uma das condições de carga avaliadas.

Tabela 35 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E100 (duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Combustível: E100 (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	$F_{0,05; 4; 55}$	2,55	2,55	2,55	2,55
	F	194,69	27,10	24,57	162,61
	r^2	0,9340	0,6634	0,6411	0,9220
	R^2	0,9292	0,6389	0,6150	0,9164
	rms	0,0363	0,0821	0,0847	0,0395
Modelo 2	$F_{0,05; 5; 54}$	2,39	2,39	2,39	2,39
	F	199,73	145,06	110,50	203,65
	r^2	0,9487	0,9307	0,9110	0,9496
	R^2	0,9440	0,9243	0,9027	0,9450
	rms	0,0320	0,0372	0,0422	0,0317
Modelo 3	$F_{0,05; 6; 53}$	2,28	2,28	2,28	2,28
	F	170,92	155,19	92,07	169,91
	r^2	0,9509	0,9461	0,9125	0,9506
	R^2	0,9453	0,9401	0,9025	0,9450
	rms	0,0313	0,0328	0,0418	0,0314
Modelo 4	$F_{0,05; 7; 52}$	2,20	2,20	2,20	2,20
	F	241,94	216,98	143,00	232,37
	r^2	0,9702	0,9669	0,9506	0,9690
	R^2	0,9662	0,9624	0,9440	0,9649
	rms	0,0244	0,0257	0,0314	0,0249
Modelo 5	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	182,49	167,98	173,02	187,92
	r^2	0,9705	0,9680	0,9689	0,9713
	R^2	0,9651	0,9622	0,9633	0,9661
	rms	0,0243	0,0253	0,0249	0,0240
Modelo 6	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	471,26	198,07	306,06	361,48
	r^2	0,9883	0,9727	0,9822	0,9849
	R^2	0,9863	0,9678	0,9790	0,9821
	rms	0,0153	0,0234	0,0189	0,0174

Tabela 35 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando o combustível E100 (duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Combustível: E100 (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	$F_{0,05; 10; 49}$	2,04	2,04	2,04	2,04
	F	416,16	179,90	274,93	320,11
	r^2	0,9884	0,9735	0,9825	0,9849
	R^2	0,9860	0,9681	0,9789	0,9818
	rms	0,0153	0,0230	0,0187	0,0174
Modelo 8	$F_{0,05; 11; 48}$	2,01	2,01	2,01	2,01
	F	373,09	174,86	258,93	293,23
	r^2	0,9884	0,9757	0,9834	0,9853
	R^2	0,9858	0,9701	0,9796	0,9820
	rms	0,0152	0,0221	0,0182	0,0171
Modelo 9	$F_{0,05; 9; 50}$	2,08	2,08	2,08	2,08
	F	191,11	180,63	110,81	288,76
	r^2	0,9718	0,9702	0,9523	0,9811
	R^2	0,9667	0,9648	0,9437	0,9777
	rms	0,0238	0,0244	0,0309	0,0194

O modelo 2 apresentou uma redução do *rms* (0,0105) de aproximadamente 57,7% em relação ao modelo 1 (0,0248) considerando os dados em plena carga e de aproximadamente 12,7% considerando os dados em cargas combinadas.

Os menores *rms* do modelo 2 foram obtidos na janela 1 (0,0105), em plena carga, e na janela 4 (0,0317), em cargas combinadas.

O modelo 4 foi o que apresentou o menor *rms* (0,0076) entre os modelos de menor requisito computacional (modelos 1, 2, 3 e 4). Este resultado ocorreu na janelas 4 em condições de plena carga (Tabela 34) e na janela 1 (0,0244) em condições de cargas combinadas (Tabela 35).

A redução do *rms* do modelo 4 foi de aproximadamente 69,4% (janela 4: *rms* = 0,0076) em relação ao modelo 1 (janela 1: *rms* = 0,0248) em condições de plena carga e de aproximadamente 32,8% em condições de cargas combinadas.

O modelo 9 (janela 1) foi o que obteve o melhor *rms* em plena carga (0,0051).

O modelo 8 (janela 1) apresentou o menor *rms* em condições de cargas combinadas (0,0152). Como mencionado anteriormente o modelo 8 necessita da adição de transdutores de

temperatura nos coletores de admissão e escape, o que pode ser um empecilho à sua aplicação.

Resumindo os resultados obtidos com todos os modelos pode-se afirmar que:

- O modelo 4 apresentou o melhor *rms* entre os modelos de menor requisito computacional, tanto em plena carga como em cargas combinadas;
- a melhor janela do modelo 4 em plena carga foi a janela 4 ($rms = 0,0076$), enquanto que em cargas combinadas a melhor janela foi a 1 ($rms = 0,0244$);
- o modelo 9 (janela 1) foi o que apresentou o menor *rms* em plena carga (0,0051), e
- o modelo 8, utilizando a janela 1, foi o que apresentou o menor *rms* em cargas combinadas (0,0152).

A Tabela 36 apresenta os coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas (a_n) obtidos para os modelos que apresentaram os menores *rms* em condições de plena carga e de cargas combinadas, considerando uma média de 20 ciclos de pressão no cilindro.

Os resíduos para o modelo 4 (janela 1), em condições de cargas combinadas, são representados por círculos na Figura 55. Os resultados, com nível de 5% de significância, indicam uma pequena variação nos resíduos da estimativa do fator λ utilizando o modelo 4 (resíduo médio do fator λ estimado igual a 0,0200).

Como pode ser observado na Figura 55 existem alguns valores atípicos nos resíduos do modelo 4, considerando a janela 1, porém, como mencionado na análise dos modelos para os combustíveis E26, E56 e E70, a retirada dos valores atípicos poderia melhorar a estimativa, mas tal atitude só seria válida se novos experimentos fossem realizados.

Tabela 36 - Coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas dos modelos que apresentaram os menores rms para o combustível E100.

Combustível: E100 (média de 20 ciclos)				
Condição de carga do motor				
Coeficientes a_n	Plena carga		Duas cargas combinadas	
	Modelos		Modelos	
	4	9	4	8
	Janelas		Janelas	
	4	1	1	1
1	4,907E+00	5,116E+00	1,706E+01	2,264E+01
2	-5,140E+04	4,633E+04	2,147E+05	2,081E+05
3	-1,558E-01	-1,775E-01	-5,798E-02	-1,160E-01
4	4,265E-03	-9,305E-04	-8,074E-03	-1,972E-03
5	-7,003E-03	-7,018E-03	-4,864E-02	-6,724E-02
6	4,306E-05	5,040E-05	1,639E-05	1,154E-04
7	-1,343E-03	-5,544E-04	-1,200E-04	2,825E-04
8	5,251E-05	-1,551E-05	1,654E-05	-1,199E-05
9		8,280E-08		1,561E-03
10		3,607E-10		-1,226E-04
11				-7,546E-07
12				3,343E-08

Os resultados da estimação do fator λ , utilizando o modelo 4, janela 1 e média de 20 ciclos em condições de cargas combinadas, são exibidos na Figura 56.

Os resultados do modelo 8, média de 20 ciclos e janela 1 em condições de cargas combinadas, são apresentados na Figura 57.

Figura 55 - Resíduos, e seus respectivos intervalos de confiança, resultantes da estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 1 para o combustível E100 em condições de cargas combinadas.

Na Figura 57 pode-se observar uma pequena redução na dispersão dos valores estimados do fator λ pelo modelo 8 em relação aos resultados do modelo 4 apresentados na Figura 56. Esta redução na dispersão se deve ao menor *rms* apresentado pelo modelo 8 em relação ao modelo 4 em condições de cargas combinadas.

Comparando a Figura 58, que apresenta os resultados obtidos com o modelo 1, proposto por Gilkey e Powell (1985), com as Figura 56 e 57 pode-se observar a melhora obtida com o presente estudo na estimativa do fator λ .

Figura 56 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 1 para o combustível E100 em condições de cargas combinadas.

Figura 57 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 8, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 1 para o combustível E100 em condições de cargas combinadas.

Figura 58 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 1, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1 para o combustível E100 em condições de cargas combinadas.

4.2.5 Análise dos modelos obtidos para estimação do fator λ utilizando todos os combustíveis em estudo (E26, E56, E70 e E100)

Nas seções anteriores foram desenvolvidos modelos de estimação do fator λ dedicados a cada um dos combustíveis em estudo (E26, E56, E70 e E100), mas ainda é necessário verificar se é possível obter um único modelo que seja capaz de estimar o fator λ independentemente do tipo de combustível utilizado.

O desenvolvimento de modelos de estimação do fator λ utilizando um conjunto de dados composto por todos os combustíveis em estudo permitirá verificar a sensibilidade da estimativa à variação do tipo de combustível.

Os nove modelos propostos nas seções anteriores foram obtidos utilizando todos os dados coletados em regime de plena carga e todos os dados coletados em cargas combinadas.

A Tabela 37 apresenta os resultados obtidos com os nove modelos propostos, considerando todos os dados coletados em regime de plena carga (E_{total} = dados dos combustíveis E26, E56, E70 e E100), as médias de 20 ciclos e as janelas 1, 2, 3 e 4 de pressão no cilindro.

Os resultados dos nove modelos em condições de cargas combinadas são apresentados na Tabela 38, considerando todos os dados coletados (E_{total}), médias de 20 ciclos de pressão no cilindro e as janelas 1, 2, 3 e 4.

De acordo com as Tabelas 37 e 38, os valores críticos, $F_{\alpha,k,n-p}$, foram menores que as estatísticas de teste, F , nos nove modelos estudados, portanto, os regressores e o fator λ apresentam uma relação próxima da linear e existe pelo menos um regressor (a_n) em cada um dos modelos analisados que contribui significativamente para a estimativa do fator λ .

Tabela 37 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando todos os dados dos combustíveis em estudo (Etotal = E26, E56, E70 e E100, regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Todos os Combustíveis (regime de plena carga)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	F	83,29	40,06	36,69	68,83
	$F_{0,05; 4; 115}$	2,46	2,46	2,46	2,46
	r^2	0,7434	0,5822	0,5606	0,7054
	R^2	0,7345	0,5676	0,5454	0,6951
	rms	0,0716	0,0914	0,0937	0,0768
Modelo 2	F	341,12	138,05	171,45	129,28
	$F_{0,05; 5; 114}$	2,30	2,30	2,30	2,30
	r^2	0,9373	0,8583	0,8826	0,8501
	R^2	0,9346	0,8520	0,8775	0,8435
	rms	0,0354	0,0532	0,0485	0,0548
Modelo 3	F	316,25	117,59	152,11	113,78
	$F_{0,05; 6; 113}$	2,18	2,18	2,18	2,18
	r^2	0,9438	0,8620	0,8898	0,8580
	R^2	0,9408	0,8546	0,8840	0,8504
	rms	0,0335	0,0525	0,0469	0,0533

Tabela 37 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando todos os dados dos combustíveis em estudo (Etotal = E26, E56, E70 e E100, regime de plena carga, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Todos os Combustíveis (regime de plena carga)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 4	F	349,49	330,72	375,61	543,44
	$F_{0,05; 7; 112}$	2,10	2,10	2,10	2,10
	r^2	0,9562	0,9539	0,9591	0,9714
	R^2	0,9535	0,9510	0,9566	0,9696
	rms	0,0296	0,0304	0,0286	0,0239
Modelo 5	F	320,84	394,15	301,69	442,87
	$F_{0,05; 9; 110}$	1,97	1,97	1,97	1,97
	r^2	0,9633	0,9699	0,9611	0,9731
	R^2	0,9603	0,9675	0,9579	0,9709
	rms	0,0271	0,0245	0,0279	0,0232
Modelo 6	F	291,66	292,44	345,76	454,58
	$F_{0,05; 9; 110}$	1,97	1,97	1,97	1,97
	r^2	0,9598	0,9599	0,9659	0,9738
	R^2	0,9565	0,9566	0,9631	0,9717
	rms	0,0284	0,0283	0,0261	0,0229
Modelo 7	F	261,01	264,06	318,14	410,93
	$F_{0,05; 10; 109}$	1,92	1,92	1,92	1,92
	r^2	0,9599	0,9604	0,9669	0,9742
	R^2	0,9562	0,9567	0,9638	0,9718
	rms	0,0283	0,0282	0,0257	0,0227
Modelo 8	F	235,30	237,92	286,65	370,33
	$F_{0,05; 11; 108}$	1,89	1,89	1,89	1,89
	r^2	0,9599	0,9604	0,9669	0,9742
	R^2	0,9559	0,9563	0,9635	0,9715
	rms	0,0283	0,0282	0,0257	0,0227
Modelo 9	F	285,92	275,43	288,51	590,28
	$F_{0,05; 9; 110}$	1,97	1,97	1,97	1,97
	r^2	0,9590	0,9575	0,9594	0,9797
	R^2	0,9557	0,9540	0,9560	0,9781
	rms	0,0286	0,0292	0,0285	0,0201

Tabela 38 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando todos os dados dos combustíveis em estudo (E26, E56, E70 e E100, duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (continua)

Todos os combustíveis (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	F	168,4448	80,6548	49,1124	119,0171
	$F_{0,05; 4; 235}$	2,37	2,37	2,37	2,37
	r^2	0,7414	0,5786	0,4553	0,6695
	R^2	0,7370	0,5714	0,4461	0,6639
	rms	0,0719	0,0918	0,1044	0,0813
Modelo 2	F	539,1800	202,9366	192,7512	117,8333
	$F_{0,05; 5; 234}$	2,21	2,21	2,21	2,21
	r^2	0,9201	0,8126	0,8046	0,7157
	R^2	0,9184	0,8086	0,8005	0,7097
	rms	0,0400	0,0612	0,0625	0,0754
Modelo 3	F	502,2681	179,6633	167,9076	140,1837
	$F_{0,05; 6; 233}$	2,10	2,10	2,10	2,10
	r^2	0,9282	0,8223	0,8122	0,7831
	R^2	0,9264	0,8177	0,8073	0,7775
	rms	0,0379	0,0596	0,0613	0,0659
Modelo 4	F	547,5313	508,3519	474,2825	586,4899
	$F_{0,05; 7; 232}$	2,01	2,01	2,01	2,01
	r^2	0,9429	0,9388	0,9347	0,9465
	R^2	0,9412	0,9369	0,9327	0,9449
	rms	0,0338	0,0350	0,0361	0,0327
Modelo 5	F	427,6124	400,0868	380,7870	453,4952
	$F_{0,05; 9; 230}$	1,88	1,88	1,88	1,88
	r^2	0,9436	0,9400	0,9371	0,9467
	R^2	0,9414	0,9376	0,9346	0,9446
	rms	0,0336	0,0347	0,0355	0,0327
Modelo 6	F	442,3709	477,2867	484,4680	535,0420
	$F_{0,05; 9; 230}$	1,88	1,88	1,88	1,88
	r^2	0,9454	0,9492	0,9499	0,9544
	R^2	0,9432	0,9472	0,9479	0,9526
	rms	0,0330	0,0319	0,0317	0,0302

Tabela 38 - Resultados alcançados com os nove modelos de estimação do fator λ utilizando todos os dados dos combustíveis em estudo (Etotal = E26, E56, E70 e E100, duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4). (conclusão)

Todos os combustíveis (duas cargas combinadas)					
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	F	396,4095	431,1529	434,2629	481,9514
	$F_{0,05; 10; 229}$	1,83	1,83	1,83	1,83
	r^2	0,9454	0,9496	0,9499	0,9546
	R^2	0,9430	0,9474	0,9477	0,9527
	rms	0,0330	0,0318	0,0317	0,0301
Modelo 8	F	359,2786	391,1099	393,1185	441,9815
	$F_{0,05; 11; 228}$	1,79	1,79	1,79	1,79
	r^2	0,9455	0,9497	0,9499	0,9552
	R^2	0,9428	0,9472	0,9475	0,9530
	rms	0,0330	0,0317	0,0316	0,0299
Modelo 9	F	443,9027	415,9570	421,5997	479,9208
	$F_{0,05; 9; 230}$	1,88	1,88	1,88	1,88
	r^2	0,9456	0,9421	0,9428	0,9494
	R^2	0,9434	0,9399	0,9406	0,9475
	rms	0,0330	0,0340	0,0338	0,0318

Nas Tabelas 37 e 38, constata-se que as janelas 2 e 3 não apresentaram os menores *rms* para nenhum dos modelos em estudo.

Todas as variáveis independentes adicionadas a partir do modelo 1 apresentaram uma contribuição significativa na estimativa do fator λ em pelo menos uma das janelas de pressão no cilindro em estudo. Esta afirmação pode ser verificada considerando o aumento do coeficiente R^2 entre os modelos apresentados nas Tabelas 37 e 38, exceto para o modelo 8 em condição de plena carga.

Em condições de plena carga, Tabela 37, e em condições de cargas combinadas o modelo 1 apresentou o menor *rms* na janela 1 (*rms* = 0,0716 em plena carga; *rms* = 0,0719 em cargas combinadas).

Apesar do *rms* elevado, o modelo 1 se mostrou capaz de estimar o fator λ independentemente do combustível utilizado, porém cabe verificar o desvio percentual entre a estimativa do fator λ utilizando um modelo único para todos os combustíveis e a estimativa do fator λ utilizando um modelo para cada tipo de combustível.

A Tabela 39 apresenta os melhores resultados, considerando o *rms*, obtidos com o modelo 1 para cada combustível e para todos os combustíveis juntos (Etotal). Para efeito de

comparação foi calculado o desvio percentual (dp) entre o melhor rms obtido com o modelo 1 (rms_{rel}) em cada combustível e o rms do modelo 1 para todos os combustíveis (E_{total} , rms_{ref}), de acordo com a equação (119).

$$dp = \frac{rms_{ref} - rms_{rel}}{rms_{rel}} \quad (119)$$

Tabela 39 - Comparação entre os resultados do modelo 1 na estimativa do fator λ (E26, E56, E70, E100 e E_{total} (todos os combustíveis juntos), plena carga e duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e melhor janela).

Estimativa do fator λ - Modelo 1											
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro											
dp [%] - desvio percentual ao se utilizar o modelo único (E_{total}) para estimar λ											
Carga	Parâmetros	Melhor Janela e Combustível									
		J	E26	J	E56	J	E70	J	E100	J	E_{total}
Plena	janela e rms	4	0,0473	4	0,0253	4	0,0234	4	0,0248	1	0,0716
	dp [%]		51,37		183,00		205,98		188,71		0,00
	janela e rms	1	0,0505	4	0,0352	4	0,0333	1	0,0363	1	0,0719
Combinadas	dp [%]		42,38		104,26		115,92		98,07		0

De acordo com os dados apresentados na Tabela 39, pode-se afirmar que a utilização do modelo 1 obtido com os dados de todos os combustíveis (E_{total}) gera desvios entre 42,38% a 205,98% em relação à utilização do modelo 1 obtido para cada combustível separadamente, ou seja, o modelo 1 é significativamente afetado pela variação do tipo de combustível. O modelo 1 utilizando E_{total} apresentou o menor desvio percentual na estimativa do fator λ para o combustível E26, em cargas combinadas, e o maior desvio percentual para o E70, em plena carga.

Gilkey e Powell (1985) afirmaram que o modelo 1 é pouco afetado pelo tipo de combustível, mas eles não realizaram variações significativas na composição do combustível (utilizaram apenas variações de gasolinas comerciais). Os resultados do presente estudo mostraram que a afirmação feita por Gilkey e Powell (1985) não é válida quando o modelo 1 é utilizado para a estimação do fator λ com variações significativas na composição da mistura combustível.

4.2.5.1 Modelo 2

O modelo 2 apresentou menor *rms* na janela 1, tanto em plena carga quanto em cargas combinadas, como mostram as Tabelas 37 e 38.

A redução do *rms* do modelo 2 (0,0354) foi de aproximadamente 50,6% em relação ao modelo 1 (0,0716) considerando os dados em plena carga e de aproximadamente 44,4% considerando os dados em cargas combinadas.

Os resultados dos melhores rms do modelo 2 obtidos com combustíveis separados e com Etot são exibidos na Tabela 40.

Tabela 40 - Comparação entre os resultados do modelo 2 na estimativa do fator λ (E26, E56, E70, E100 e Etot (todos os combustíveis juntos), plena carga e duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e melhor janela).

Estimativa do fator λ - Modelo 2											
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro											
dp [%] - desvio percentual ao se utilizar o modelo único (Etot) para estimar λ											
Carga	Parâmetros	Melhor Janela e Combustível									
		J	E26	J	E56	J	E70	J	E100	J	Etot
Plena	janela e rms	1	0,0126	1	0,0097	1	0,0110	1	0,0105	1	0,0354
	dp [%]		180,95		264,95		221,82		237,14		0,00
	janela e rms	1	0,0230	4	0,0242	1	0,0196	4	0,0317	1	0,0400
Combinadas	dp [%]		73,91		65,29		104,08		26,18		0

Os resultados apresentados na Tabela 40 permitem afirmar que a utilização do modelo 2 obtido a partir de Etot gera desvios na estimativa do fator λ entre 26,18% a 264,95% em relação à utilização do modelo 2 obtido para cada combustível separadamente.

A utilização do Etot para obtenção do modelo 2 apresentou o menor desvio percentual na estimativa do fator λ do combustível E100, em cargas combinadas, e o maior desvio percentual na estimativa do fator λ do E56, em plena carga.

O modelo 2, assim como o modelo 1 apresentou-se significativamente sensível ao tipo de combustível.

4.2.5.2 Modelo 3

O modelo 3 apresentou redução do *rms* em relação ao modelo 2, tanto em plena carga (5,4%) quanto em cargas combinadas (5,2%), porém, como mencionado anteriormente, o modelo 4 se mostra mais adequado à estimativa do fator λ do que o modelo 3, pois apresenta

pequeno aumento computacional e redução mais significativa do *rms*. Os resultados do modelo 3 foram significativamente afetados pela variação do tipo de combustível.

4.2.5.3 Modelo 4

A partir dos dados apresentados nas Tabelas 37 e 38, pode-se calcular que o modelo 4 apresentou uma redução no *rms* de aproximadamente 32,5%, em plena carga, e de aproximadamente 18,2%, em cargas combinadas, em relação ao modelo 2.

A janela 4 apresentou os melhores resultados tanto em plena carga quanto em cargas combinadas.

A Tabela 41 apresenta os resultados dos melhores *rms* do modelo 4 obtidos com combustíveis separados e com Etotol.

Tabela 41 - Comparação entre os resultados do modelo 4 na estimativa do fator λ (E26, E56, E70, E100 e Etotol (todos os combustíveis juntos), plena carga e duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e melhor janela).

Estimativa do fator λ - Modelo 4											
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro											
dp [%] - desvio percentual ao se utilizar o modelo único (Etotol) para estimar λ											
Carga	Parâmetros	Melhor Janela e Combustível									
		J	E26	J	E56	J	E70	J	E100	J	Etotol
Plena	janela e rms	1	0,0099	4	0,0072	4	0,0080	4	0,0076	4	0,0239
	dp [%]		141,41		231,94		198,75		214,47		0
	janela e rms	2	0,0208	3	0,0163	3	0,0144	1	0,0244	4	0,0327
Combinadas	dp [%]		57,21		100,61		127,08		34,02		0

Os resultados apresentados na Tabela 41 permitem constatar que o modelo 4 é significativamente sensível a variação do tipo de combustível. O menor desvio percentual com a utilização do modelo 4 obtido a partir de Etotol foi de 34,02% (para o E100 em regime de cargas combinadas) e o maior foi de 231,94% (para o E56 em regime de plena carga) em relação à utilização do modelo 4 obtido para cada combustível separadamente.

4.2.5.4 Modelo 5

O modelo 5 apresentou *rms* menor do que o modelo 4 em plena carga (0,0232). Este resultado mostra que o modelo 5 é capaz de melhorar a estimativa do fator λ nesta condição de carga, porém em cargas combinadas o modelo 5 não apresentou melhora significativa na

estimativa do fator λ . Os resultados mostraram que o modelo 5 é sensível a variação da composição da mistura combustível.

4.2.5.5 Modelo 6

A redução do *rms* do modelo 6 em relação ao modelo 4 foi de aproximadamente 4,2% em plena carga e de aproximadamente 7,6% em cargas combinadas. A janela 4 foi a que apresentou os melhores resultados nas duas condições de carga analisadas. Este modelo é sensível ao tipo de combustível.

Apesar da melhora na estimativa do fator λ , se o custo computacional for restritivo, pode-se optar pela utilização do modelo 4 em detrimento do modelo 6, considerando um pequeno prejuízo na estimativa do fator λ .

4.2.5.6 Modelo 7

Os resultados do modelo 7 indicam que a redução do *rms* em relação ao modelo 6 foi mínima (menor do que 1% em plena carga e em cargas combinadas), restringindo a sua utilização.

Os resultados obtidos com o modelo 7 permitem afirmar que ele é sensível ao tipo de combustível utilizado.

4.2.5.7 Modelo 8

Em condições de cargas combinadas o modelo 8 foi o que apresentou o menor *rms* na estimativa do fator λ (0,0299), representando uma redução de aproximadamente 1% em relação ao modelo 6. Em plena carga a redução do *rms* foi de aproximadamente 0,9% em relação ao modelo 6.

A Tabela 42 mostra que a utilização do modelo 8 obtido a partir do *Ettotal* acarretou um desvio percentual entre 61% (E26) e 468% (E56) em relação à utilização do modelo 8 obtido para cada combustível separadamente. Estes resultados indicam que o modelo 8 é afetado pelas variações do tipo de combustível utilizado no motor VW AT 1000 8V.

Tabela 42 - Comparação entre os resultados do modelo 8 na estimativa do fator λ (E26, E56, E70, E100 e Etot) (todos os combustíveis juntos), plena carga e duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e melhor janela).

Estimativa do fator λ - Modelo 8											
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro											
dp [%] - desvio percentual ao se utilizar o modelo único (Etot) para estimar λ											
Carga	Parâmetros	Melhor Janela e Combustível									
		J	E26	J	E56	J	E70	J	E100	J	Etot
Plena	janela e rms	4	0,0075	4	0,0040	4	0,0064	1	0,0066	4	0,0227
	dp [%]		204,67		467,50		254,69		243,94		0
	janela e rms	2	0,0186	3	0,0146	3	0,0130	1	0,0152	4	0,0299
Combinadas	dp [%]		60,75		104,79		130,00		96,71		0

O aumento do requisito computacional do modelo 8 aliado à inclusão de transdutores de temperatura nos coletores de admissão e exaustão tornam sua utilização pouco viável em relação aos modelos 4 e 6.

4.2.5.8 Modelo 9

O modelo 9 apresentou o menor *rms* na estimativa do fator λ em plena carga (0,0201), representando uma redução de aproximadamente 15,9% em relação ao modelo 4, enquanto que em cargas combinadas a redução do *rms* foi de aproximadamente 2,8%.

A utilização do modelo 9 obtido a partir do Etot gerou em um erro percentual entre 63,92% (E100 - cargas combinadas) e 294,12% (E100 - plena carga) em relação à utilização do modelo 8 obtido para cada combustível separadamente. Estes resultados indicam que o modelo 9 é afetado significativamente pelas variações do tipo de combustível utilizado (Tabela 43).

Tabela 43 - Comparação entre os resultados do modelo 9 na estimativa do fator λ (E26, E56, E70, E100 e Etot) (todos os combustíveis juntos), plena carga e duas cargas combinadas, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e melhor janela).

Estimativa do fator λ - Modelo 9											
Média de 20 ciclos de pressão no cilindro											
dp [%] - erro percentual ao se utilizar o modelo único (Etot) para estimar λ											
Carga	Parâmetros	Melhor Janela e Combustível									
		J	E26	J	E56	J	E70	J	E100	J	Etot
Plena	janela e rms	1	0,0089	3	0,0054	1	0,0065	1	0,0051	4	0,0201
	dp [%]		125,84		272,22		209,23		294,12		0
	janela e rms	4	0,0167	3	0,0155	3	0,0139	4	0,0194	4	0,0318
Combinadas	dp [%]		90,42		105,16		128,78		63,92		0

O modelo 9 apresenta maior requisito computacional do que o modelo 4 e sua utilização depende da disponibilidade computacional do sistema eletrônico de controle de motores. Em condições de cargas combinadas o modelo 9 não é recomendado, pois apresenta *rms* maior do que o modelo 6 (de menor requisito computacional).

4.2.5.9 Síntese dos resultados obtidos com os modelos de estimação do fator λ utilizando todos os combustíveis em estudo (E26, E56, E70 e E100)

Resumindo os resultados obtidos com todos os modelos de estimação do fator λ pode-se afirmar que:

- O modelo 1 se mostrou muito sensível à variação do tipo de combustível, refutando a afirmação contrária feita por Gilkey e Powell (1985);
- todos os modelos de estimação do fator λ foram sensíveis à variação da composição da mistura combustível;
- o modelo 4 apresentou o melhor *rms* entre os modelos de menor requisito computacional, tanto em plena carga como em cargas combinadas;
- a janela 4 foi a melhor janela do modelo 4 em plena carga (*rms* = 0,0239) e em cargas combinadas (*rms* = 0,0327);
- o modelo 9 foi o que apresentou o menor *rms* em plena carga (janela 4: *rms* = 0,0201), e
- o modelo 8, utilizando a janela 4, foi o que apresentou o menor *rms* em cargas combinadas (0,0299).

Os coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas (a_n) obtidos para os modelos que apresentaram os menores *rms* em condições de plena carga e de cargas combinadas, considerando uma média de 20 ciclos de pressão no cilindro, são exibidos na Tabela 44.

Tabela 44 - Coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas dos modelos que apresentaram os menores *rms* para o conjunto de dados com todos os combustíveis (Etotal).

Todos os combustíveis (média de 20 ciclos)				
Condição de carga do motor				
Coeficientes a_n	Plena carga		Duas cargas combinadas	
	Modelos		Modelos	
	4	9	4	8
	Janelas		Janelas	
	4	4	4	4
1	8,580E+00	1,388E+01	9,881E+00	8,697E+00
2	4,561E+04	2,031E+04	1,107E+05	9,730E+04
3	-7,909E-02	-9,060E-02	-6,237E-02	-6,903E-02
4	-1,936E-03	-5,561E-03	4,716E-05	2,213E-03
5	-2,153E-02	-2,745E-02	-2,521E-02	-2,294E-02
6	-1,862E-05	-1,078E-05	-1,015E-05	-2,526E-04
7	8,943E-04	-1,465E-02	-7,191E-04	1,134E-03
8	1,695E-04	-7,756E-05	1,092E-04	-6,340E-06
9		1,951E-05		-5,350E-03
10		-7,137E-08		-1,197E-03
11				2,172E-05
12				2,143E-06

A Figura 59 apresenta, por meio de círculos, os resíduos para o modelo 4, em condições de cargas combinadas. Os resultados, com nível de 5% de significância, indicam uma pequena variação nos resíduos da estimativa do fator λ utilizando o modelo 4 (resíduo médio do fator λ estimado igual a 0,0259).

Na Figura 59 pode-se observar que existem alguns valores atípicos nos resíduos do modelo 4, considerando a janela 4, porém, como mencionado anteriormente, a retirada dos valores atípicos poderia melhorar a estimativa, mas tal atitude só seria válida se novos experimentos fossem realizados.

Na Figura 59 os resíduos de 1 a 60 representam o combustível E26, de 61 a 120 o combustível E56, de 121 a 180 o combustível E70 e de 181 a 240 o combustível E100.

Figura 59 - Resíduos, e seus respectivos intervalos de confiança, resultantes da estimativa do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 4 para o conjunto com todos os combustíveis - Etototal em condições de cargas combinadas, intervalos das amostras: 0-60: E26; 61-120: E56; 121-180: E70; 181-240: E100.

A Figura 60 exibe os resultados da estimativa do fator λ , utilizando o modelo 4, janela 4 e média de 20 ciclos em condições de cargas combinadas. A reta apresentada nesta figura indica o modelo ideal de estimativa do fator λ (*rms* igual à zero).

Para título de comparação, os resultados do modelo 8 em condições de cargas combinadas, média de 20 ciclos e janela 4, são apresentados na Figura 61.

Pode-se observar na Figura 61 que os fatores λ estimados estão ligeiramente mais próximos dos fatores λ reais do que na Figura 60, isto se deve ao menor *rms* apresentado pelo modelo 8 em relação ao modelo 4 em condições de cargas combinadas.

A comparação das Figuras 60, 61 e 62 permite observar a melhora obtida na estimativa do fator λ com os modelos desenvolvidos neste estudo em relação ao primeiro modelo proposto por Gilkey e Powell (1985), Figura 62.

Figura 60 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 4 para o conjunto com todos os combustíveis - Etotál em condições de cargas combinadas.

Figura 61 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 8, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 4 para o conjunto com todos os combustíveis - Etotál em condições de cargas combinadas.

Figura 62 - Resultados obtidos na estimação do fator λ utilizando o modelo 1, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 1 para o conjunto com todos os combustíveis - Ettotal em condições de cargas combinadas.

Os valores de *rms* obtidos para os nove modelos em estudo considerando todos os combustíveis (Ettotal) foram significativamente superiores aos valores de *rms* obtidos quando considerando individualmente cada combustível, isto demonstra que todos os modelos em estudo são sensíveis a variação do tipo de combustível. Esta afirmação justifica a pesquisa, que será descrita nas próximas seções, sobre a capacidade do método dos momentos e das variáveis independentes, selecionadas neste estudo, para identificar o tipo de combustível em uso no motor.

4.3 ANÁLISE DOS MODELOS OBTIDOS PARA IDENTIFICAÇÃO DO TIPO DE COMBUSTÍVEL

Os nove modelos desenvolvidos descritos no Capítulo 3, na seção 3.2.7, serão colocados à prova na identificação do tipo de combustível em uso no motor VW AT1000 8V.

A Tabela 45 indica a fração mássica de etanol em cada mistura combustível utilizada neste estudo. A fração mássica de etanol foi obtida dividindo a porcentagem mássica de etanol (Apêndice B) pela constante de valor cem.

Tabela 45 - Fração mássica de etanol utilizada nas misturas combustíveis em estudo.

Parâmetros	Combustíveis			
	E26	E56	E70	E100
Porcentagem mássica de $C_{11}H_{24}$ [%]	73,71	44,22	29,48	0
Fração mássica de etanol	0,2629	0,5578	0,7052	1

A Tabela 46 apresenta os resultados alcançados com os nove modelos propostos para identificação do tipo de combustível (fração mássica de etanol - *FMDE*), utilizando a média de 20 ciclos e as janelas 1, 2, 3 e 4 de pressão no cilindro em regime de plena carga, enquanto que a Tabela 47 apresenta os resultados utilizando os dados de cargas combinadas.

Tabela 46 - Resultados alcançados com os nove modelos de identificação do tipo de combustível utilizando os dados de todos os combustíveis - Etototal (regime de plena carga, MBT, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4) (continua).

Todos os Combustíveis (dados do experimento 1 - plena carga)					
Identificação do tipo de combustível - MBT - Média de 20 ciclos					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	F	53,70	57,30	40,18	126,59
	$F_{0,05, 4, 115}$	2,46	2,46	2,46	2,46
	r2	0,6513	0,6659	0,5829	0,8149
	R2	0,6392	0,6543	0,5684	0,8085
	rms	0,1565	0,1532	0,1712	0,1140
Modelo 2	F	427,42	151,59	164,81	136,32
	$F_{0,05, 5, 114}$	2,30	2,30	2,30	2,30
	r2	0,9494	0,8693	0,8785	0,8567
	R2	0,9471	0,8635	0,8731	0,8504
	rms	0,0597	0,0959	0,0924	0,1003
Modelo 3	F	356,44	142,26	137,73	113,07
	$F_{0,05, 6, 113}$	2,18	2,18	2,18	2,18
	r2	0,9498	0,8831	0,8797	0,8572
	R2	0,9471	0,8769	0,8733	0,8496
	rms	0,0594	0,0906	0,0919	0,1002
Modelo 4	F	330,21	345,29	326,50	423,50
	$F_{0,05, 7, 112}$	2,10	2,10	2,10	2,10
	r2	0,9538	0,9557	0,9533	0,9636
	R2	0,9509	0,9529	0,9504	0,9613
	rms	0,0570	0,0558	0,0573	0,0506
Modelo 5	F	284,08	269,34	249,52	323,66
	$F_{0,05, 9, 110}$	1,97	1,97	1,97	1,97
	r2	0,9588	0,9566	0,9533	0,9636
	R2	0,9554	0,9530	0,9495	0,9606
	rms	0,0538	0,0552	0,0573	0,0506
Modelo 6	F	260,30	280,02	263,72	352,26
	$F_{0,05, 9, 110}$	1,97	1,97	1,97	1,97
	r2	0,9552	0,9582	0,9557	0,9665
	R2	0,9515	0,9548	0,9521	0,9637
	rms	0,0561	0,0542	0,0558	0,0485

Tabela 46 - Resultados alcançados com os nove modelos de identificação do tipo de combustível utilizando os dados de todos os combustíveis - Etototal (regime de plena carga, MBT, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4) (conclusão).

Todos os Combustíveis (dados do experimento 1 - plena carga)					
Identificação do tipo de combustível - MBT - Média de 20 ciclos					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	F	260,97	270,66	251,23	342,14
	$F_{0,05, 10, 109}$	1,92	1,92	1,92	1,92
	r2	0,9599	0,9613	0,9584	0,9691
	R2	0,9562	0,9577	0,9546	0,9663
	rms	0,0531	0,0522	0,0541	0,0466
Modelo 8	F	248,24	254,08	240,22	315,83
	$F_{0,05, 11, 108}$	1,89	1,89	1,89	1,89
	r2	0,9620	0,9628	0,9607	0,9699
	R2	0,9581	0,9590	0,9567	0,9668
	rms	0,0517	0,0511	0,0525	0,0460
Modelo 9	F	256,17	266,55	270,24	330,90
	$F_{0,05, 9, 110}$	1,97	1,97	1,97	1,97
	r2	0,9545	0,9562	0,9567	0,9644
	R2	0,9507	0,9526	0,9532	0,9615
	rms	0,0566	0,0555	0,0551	0,0500

Os resultados dos valores críticos, $F_{\alpha,k,n-p}$, apresentados nas Tabelas 46 e 47, foram menores que as estatísticas de teste, F , nos nove modelos em estudo, portanto, pode-se afirmar que existe pelo menos um regressor (a_n) em cada um dos modelos analisados que contribui significativamente para a estimativa do fator λ .

Nas Tabelas 46 e 47, pode-se observar que as janelas 2 e 3 não apresentaram os menores rms para nenhum dos modelos em estudo.

Tabela 47 - Resultados alcançados com os nove modelos de identificação do tipo de combustível utilizando os dados de todos os combustíveis - Etototal (duas cargas combinadas, MBT, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4) (continua).

Todos os combustíveis (duas cargas combinadas)					
Identificação do tipo de combustível - MBT - Média de 20 ciclos					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 1	F	12,97	86,34	24,52	173,57
	$F_{0,05, 4, 235}$	2,37	2,37	2,37	2,37
	r2	0,1809	0,5951	0,2945	0,7471
	R2	0,1669	0,5882	0,2825	0,7428
	rms	0,2399	0,1687	0,2227	0,1333
Modelo 2	F	527,87	246,06	281,28	237,50
	$F_{0,05, 5, 234}$	2,21	2,21	2,21	2,21
	r2	0,9186	0,8402	0,8574	0,8354
	R2	0,9168	0,8368	0,8543	0,8319
	rms	0,0757	0,1060	0,1001	0,1076
Modelo 3	F	444,62	207,90	233,44	218,27
	$F_{0,05, 6, 233}$	2,10	2,10	2,10	2,10
	r2	0,9197	0,8426	0,8574	0,8490
	R2	0,9176	0,8386	0,8537	0,8451
	rms	0,0751	0,1052	0,1001	0,1030
Modelo 4	F	471,78	478,24	452,14	646,73
	$F_{0,05, 7, 232}$	2,01	2,01	2,01	2,01
	r2	0,9344	0,9352	0,9317	0,9513
	R2	0,9324	0,9332	0,9296	0,9498
	rms	0,0679	0,0675	0,0693	0,0585
Modelo 5	F	441,62	387,07	360,99	499,86
	$F_{0,05, 9, 230}$	1,88	1,88	1,88	1,88
	r2	0,9453	0,9381	0,9339	0,9514
	R2	0,9432	0,9356	0,9313	0,9495
	rms	0,0620	0,0660	0,0682	0,0585
Modelo 6	F	369,65	449,54	391,80	622,07
	$F_{0,05, 9, 230}$	1,88	1,88	1,88	1,88
	r2	0,9353	0,9462	0,9388	0,9605
	R2	0,9328	0,9441	0,9364	0,9590
	rms	0,0674	0,0615	0,0656	0,0527

Tabela 47 - Resultados alcançados com os nove modelos de identificação do tipo de combustível utilizando os dados de todos os combustíveis - Etotol (duas cargas combinadas, MBT, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janelas 1, 2, 3 e 4) (conclusão).

Todos os combustíveis (duas cargas combinadas)					
Identificação do tipo de combustível - MBT - Média de 20 ciclos					
Modelo	Parâmetros	Janelas			
		1	2	3	4
Modelo 7	F	352,10	434,21	362,63	590,43
	$F_{0,05, 10, 229}$	1,83	1,83	1,83	1,83
	r ²	0,9389	0,9499	0,9406	0,9627
	R ²	0,9363	0,9477	0,9380	0,9610
	rms	0,0655	0,0593	0,0646	0,0512
Modelo 8	F	333,17	405,25	353,96	547,00
	$F_{0,05, 11, 228}$	1,79	1,79	1,79	1,79
	r ²	0,9414	0,9513	0,9447	0,9635
	R ²	0,9386	0,9490	0,9420	0,9617
	rms	0,0642	0,0585	0,0624	0,0507
Modelo 9	F	374,65	370,64	352,64	534,39
	$F_{0,05, 9, 230}$	1,88	1,88	1,88	1,88
	r ²	0,9361	0,9355	0,9324	0,9544
	R ²	0,9336	0,9330	0,9298	0,9526
	rms	0,0670	0,0673	0,0689	0,0566

O modelo 1 (variáveis independentes: aG , N , M_2 e M_3) apresentou o menor *rms* na janela 4 (e os maiores r^2 e R^2), tanto em plena carga ($rms = 0,1140$) quanto em cargas combinadas ($rms = 0,1333$).

Observando os resultados do modelo 1 pode-se afirmar que ele é capaz de identificar o tipo de combustível, mas seu erro *rms*, independente da carga analisada, é muito elevado.

4.3.1 Modelo 2

Analisando novamente as Tabelas 46 e 47, pode-se observar que o menor *rms* para o modelo 2 (variáveis independentes: aG , N , M_2 , M_3 e TI) foi obtido utilizando a janela 1, tanto em plena carga ($rms = 0,0597$) quanto em cargas combinadas ($rms = 0,0757$).

Os resultados do modelo 2 mostram que a inclusão do tempo de injeção (TI) como variável independente permite uma redução no *rms*, de aproximadamente 47,7% em plena carga e de aproximadamente 43,2% em cargas combinadas, em relação ao modelo 1.

Apesar do *rms* do modelo 2 de identificação do tipo de combustível ser maior do que o *rms* do modelo 2 de estimação do fator λ (considerando o conjunto de todos os combustíveis), pode-se considerá-lo aceitável para uma possível implementação em um sistema eletrônico de

controle de motores, pois os erros na estimação do tipo de combustível utilizando a atual tecnologia *flex fuel* (baseada no sinal do sensor de oxigênio) variam entre 9 e 12,5% (AHN et al., 2010).

Os coeficientes r^2 e R^2 obtidos para o modelo 2 foram superiores aos do modelo 1 indicando que o tempo de injeção contribui significativamente para a identificação do tipo de combustível (Tabelas 46 e 47).

4.3.2 Modelo 3

Os resultados obtidos com o modelo 3 (variáveis independentes: aG , N , M_2 , M_3 , TI e PC), apresentados na Tabela 46, indicam que o menor rms (0,0594) ocorreu na janela 1. Esta janela também apresentou o menor rms quando utilizando os dados em cargas combinadas ($rms = 0,0751$), como mostra a Tabela 47.

A inclusão do pico de pressão no modelo 3 resultou em uma melhora na identificação do tipo de combustível (r^2 e R^2 maiores do que no modelo 2). A redução do rms ocorreu tanto em plena carga (0,4%) quanto em cargas combinadas (0,7%), em relação ao modelo 2.

A pequena redução no rms do modelo 3 em relação ao modelo 2 não justifica sua utilização em um sistema eletrônico de controle de motores devido ao aumento no custo computacional.

4.3.3 Modelo 4

Em condições de plena carga o modelo 4 (variáveis independentes: aG , N , M_2 , M_3 , TI , PC e AV) apresentou o menor rms (0,0506) na janela 4. Esta mesma janela obteve o menor rms em condições de cargas combinadas (0,0585).

A adição do avanço da centelha no modelo 4 ajudou a aumentar os coeficientes r^2 e R^2 em relação ao modelo 3 e na redução do rms em aproximadamente 14,8% em plena carga e de aproximadamente 22% em cargas combinadas.

O modelo 4 apresenta pequeno acréscimo computacional em relação aos modelos anteriores (1, 2 e 3) e o melhor rms entre eles, portanto, se trata da melhor opção para implementação em um sistema eletrônico de controle de motores visando menor custo computacional do que outros modelos mais complexos (5, 6, 7, 8 e 9).

4.3.4 Modelo 5

A inclusão dos momentos de segunda e terceira ordem aplicados à curva gerada pelo método da razão de pressões no modelo 5 (variáveis independentes: aG , N , M_2 , M_3 e TI , PC , AV , MTX_2 e MTX_3) apresentou melhora nos coeficientes r^2 e R^2 em pelo menos uma das janelas de pressão no cilindro, em condições de plena carga e de cargas combinadas.

O menor rms do modelo 5 foi igual ao menor rms do modelo 4 tanto em plena carga quanto em cargas combinadas.

A janela 4 foi a que apresentou os melhores rms para o modelo 5, tanto em plena carga quanto em cargas combinadas.

Considerando os resultados do modelo 5, pode-se afirmar que ele é capaz de identificar o tipo de combustível, mas não seria a melhor indicação para compor um sistema de controle de motores, pois apresenta maior requisito computacional que o modelo 4 e nenhuma melhora significativa no rms .

4.3.5 Modelo 6

Nas Tabelas 46 e 47 pode-se observar que o modelo 6 (variáveis independentes: aG , N , M_2 , M_3 e TI , PC , AV , M_4 e M_5) apresentou coeficientes r^2 e R^2 maiores do que o modelo 4, indicando que a utilização dos momentos de quarta e quinta ordem auxiliam na identificação do tipo de combustível (ou fração mássica de etanol - $FMDE$).

A janela 4 apresentou os menores rms em plena carga (0,0485) e em cargas combinadas (0,0527).

A redução do rms do modelo 6 em relação ao modelo 4 foi de aproximadamente 4% em plena carga e de aproximadamente 10% em cargas combinadas.

Se o requisito computacional for restritivo, o modelo 4 seria o escolhido em detrimento ao modelo 6.

Os momentos de quarta e quinta ordem inseridos no modelo 6 permaneceram na composição dos modelos 7 e 8.

4.3.6 Modelo 7

O modelo 7 (aG , N , M_2 , M_3 e TI , PC , AV , M_4 , M_5 e TA) apresentou uma redução de rms em relação ao modelo 6 de aproximadamente 4% em plena carga e de aproximadamente 2,7% em cargas combinadas, ambas obtidas na janela 4.

Os coeficientes r^2 e R^2 , exibidos nas Tabelas 46 e 47, indicam que a temperatura de admissão (TA), inserida no modelo 7, colabora significativamente para a identificação da fração mássica de etanol.

Como mencionado nas seções anteriores, o modelo 7 apresenta o empecilho de exigir a inserção de um transdutor de temperatura no coletor de admissão, o que além de aumentar o requisito computacional aumentaria também os requisitos de manutenção e o custo do sistema eletrônico de controle de motores baseado no sinal do transdutor de pressão no cilindro.

4.3.7 Modelo 8

De acordo com as Tabelas 46 e 47, o modelo 8 (aG , N , M_2 , M_3 e TI , PC , AV , M_4 , M_5 , TA e TE) apresentou coeficientes r^2 e R^2 maiores do que o modelo 7, indicando que a inclusão da temperatura de exaustão (TE) contribui significativamente para a identificação do tipo de combustível.

A redução do rms do modelo 8 em relação ao modelo 7 foi de aproximadamente 1,2% em plena carga e de aproximadamente 1,1% em cargas combinadas. Os menores rms foram obtidos na janela 4, tanto em plena carga quanto em cargas combinadas.

O modelo 8 foi o que apresentou os menores rms entre todos os modelos analisados para identificação do tipo de combustível (ou fração mássica de etanol).

Assim como o modelo 7, o modelo 8 também necessita de transdutores de temperatura, um no coletor de admissão e outro no coletor de escape, o que pode ser considerado uma barreira a sua utilização, tanto do ponto de vista do custo do sistema eletrônico de controle do motor quanto do ponto de vista do custo de manutenção.

4.3.8 Modelo 9

O modelo 9 (aG , N , M_2 , M_3 e TI , PC , AV , M_3^2 e M_4^2), como apresentado nas Tabelas 46 e 47, apresentou uma redução de 1,1% no rms em relação ao modelo 4 em plena carga e de 3,2% em cargas combinadas, ambas obtidas na janela 4.

Os coeficientes r^2 e R^2 do modelo 9 foram ligeiramente maiores do que os do modelo 4, indicando que um modelo mais complexo melhora a capacidade de identificar o tipo de combustível, apesar do maior custo computacional. A implementação do modelo 9 depende da disponibilidade computacional.

4.3.8.1 Síntese dos resultados obtidos com os modelos de identificação do tipo e combustível

Resumindo os resultados obtidos com todos os modelos de identificação do tipo de combustível pode-se afirmar que:

- Apenas o modelo 1 apresenta *rms* muito elevado, sendo descartada a sua utilização em sistema de controle eletrônico de motores;
- os modelos 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 e 9 apresentam *rms* inferiores aos erros apresentados pela atual tecnologia *flex fuel* (baseada no sinal do sensor de oxigênio) e que foram descritos na literatura (AHN et al., 2010);
- o modelo 4 apresenta o melhor *rms* entre os modelos de menor requisito computacional, tanto em carga plena como em cargas combinadas (conjunto de condições de carga plena e parcial);
- a melhor janela do modelo 4 foi a janela 4 tanto em plena carga ($rms = 0,0506$) quanto em cargas combinadas ($rms = 0,0585$), e
- o modelo 8 foi o que apresentou o menor *rms* em plena carga (0,0460) e em cargas combinadas (0,0507), utilizando a janela 4.

Os coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas (a_n) obtidos para os modelos que apresentaram os menores *rms* em condições de plena carga e de cargas combinadas são apresentados na Tabela 48, considerando uma média de 20 ciclos de pressão no cilindro.

Tabela 48 - Coeficientes individuais das regressões lineares múltiplas dos modelos que apresentaram os menores *rms* na identificação da fração mássica de etanol.

Todos os combustíveis - tipo de combustível (média de 20 ciclos)				
Condição de carga do motor (MBT)				
Coeficientes an	Plena carga		Duas cargas combinadas	
	Modelos		Modelos	
	4	8	4	8
	Janelas		Janelas	
	4	4	4	4
1	1,023E+01	1,094E+01	1,147E+01	1,316E+01
2	3,107E+05	2,432E+05	4,903E+04	6,983E+04
3	2,491E-01	2,330E-01	2,577E-01	2,572E-01
4	-1,582E-02	-1,696E-02	-1,491E-02	-1,749E-02
5	-3,909E-02	-3,928E-02	-3,738E-02	-4,083E-02
6	-1,151E-04	5,635E-04	-9,830E-05	5,733E-04
7	5,829E-03	4,439E-03	4,208E-03	4,502E-03
8	2,330E-04	-1,424E-04	1,709E-04	-1,208E-04
9		1,151E-02		1,148E-02
10		2,307E-03		3,278E-03
11		-2,663E-05		-3,611E-05
12		-3,307E-06		-4,959E-06

Os resíduos do modelo de menor requisito computacional, modelo 4 - janela 4, são representados por círculos na Figura 63. Estes resíduos indicam a diferença entre o valor da fração mássica de etanol estimada (obtido utilizando o modelo em estudo - modelo 4) e o valor da fração mássica de etanol real (que ocorreu no motor nas condições de ensaio utilizadas para a identificação).

Os resultados apresentados na Figura 63 indicam uma pequena variação nos resíduos da identificação do tipo de combustível utilizando o modelo 4 (resíduo médio da fração mássica de etanol igual a 0,0450).

Os valores atípicos, visualizados na Figura 63, não foram retirados para melhorar a identificação do tipo de combustível, pois essa atitude só seria válida se novos experimentos fossem realizados.

Figura 63 - Resíduos, e seus respectivos intervalos de confiança, resultantes da identificação da fração mássica de etanol utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 4 em condições de cargas combinadas, intervalos das amostras: 0-60: E26; 61-120: E56; 121-180: E70; 181-240: E100.

Na Figura 63 os resíduos de 1 a 60 representam o combustível E26, de 61 a 120 o combustível E56, de 121 a 180 o combustível E70 e de 181 a 240 o combustível E100.

Os resultados da identificação do tipo de combustível, utilizando o modelo 4 em condições de cargas combinadas, janela 4 e média de 20 ciclos, são apresentados na Figura 64. A reta apresentada nesta figura indica o modelo ideal de identificação do tipo de combustível (rms igual à zero).

Figura 64 - Resultados obtidos na estimação da fração mássica de etanol utilizando o modelo 4, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 4 em condições de cargas combinadas.

Os resultados do modelo 8 em condições de cargas combinadas, média de 20 ciclos e janela 4, são apresentados na Figura 65.

Pode-se observar na Figura 65 que os valores da fração mássica de etanol estimados estão ligeiramente mais próximos dos valores reais do que na Figura 64, isto se deve ao menor *rms* apresentado pelo modelo 8 em relação ao modelo 4 em condições de cargas combinadas.

Os modelos 4 e 8 apresentaram uma significativa melhora na estimativa da fração mássica de etanol em relação ao modelo 1, como pode ser observado na comparação das Figuras 64, 65 e 66.

Figura 65 - Resultados obtidos na estimação da fração mássica de etanol utilizando o modelo 8, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 4 em condições de cargas combinadas.

Figura 66 - Resultados obtidos na estimação da fração mássica de etanol utilizando o modelo 1, média de 20 ciclos de pressão no cilindro e janela 4 em condições de cargas combinadas.

5 CONCLUSÕES

Este estudo investigou a estimação da relação ar-combustível, representada pelo fator λ , e a identificação do tipo de combustível, representada pela fração mássica de etanol (*FMDE*), utilizando o sinal da pressão no cilindro em um motor Otto alimentado com etanol, gasolina e mistura destes combustíveis.

Foram coletados dados experimentais operando o motor VW AT 1000 8V, originalmente a etanol com relação de compressão de 13,44:1, em condições de plena carga, com MBT (a 2000 e 3000 rpm), e em condições de carga parcial, com MBT (a 2000 e 3000 rpm), utilizando quatro combustíveis distintos (E26, E56, E70 e E100 - 100% etanol) e até cinco níveis do fator λ (0,9, 1,0, 1,1, 1,2 e 1,3). O combustível E26 necessitou ter o ponto da centelha mais atrasado porque apresenta menor poder antidetonante, tal como acontece nos veículos flexíveis que possuem motores com relação de compressão mais elevada.

Os resultados das análises das variáveis de desempenho (potência corrigida, consumo específico e eficiência de conversão de combustível) e das emissões de gases de exaustão (CO , CO_2 e HC) em regime de plena carga se apresentaram de acordo com o que prevê a literatura.

O modelo 1, composto pelas variáveis independentes N (rotação do motor), aG (estimativa das condições básicas da carga admitida no motor), M_2 (momento estatístico de segunda ordem) e M_3 (momento estatístico de terceira ordem), proposto originalmente por Gilkey e Powell (1985), foi capaz de estimar o fator λ para todos os combustíveis utilizados, considerando médias de 20 ciclos de pressão no cilindro em condições de plena carga e em duas cargas combinadas (plena carga e 33% de abertura da válvula borboleta).

O emprego do modelo 1 para estimar o fator λ utilizando um conjunto de dados composto por todos os combustíveis testados, em condições de plena carga e em cargas combinadas, mostrou que o mesmo é sensível à variação do tipo de combustível, refutando a afirmação contrária feita por Gilkey e Powell (1985).

O modelo 1 também se mostrou capaz de identificar o tipo de combustível (fração mássica de etanol - *FMDE*) utilizado no motor em condições de plena carga e em duas cargas combinadas, mas com erros *rms* elevados (acima de 0,11) o que torna desvantajosa a sua aplicação nos sistemas de controle eletrônico de motores em relação a atual tecnologia *flex fuel* (baseada no sinal do sensor de oxigênio) que apresenta erros que variam entre 9 e 12,5% (AHN et al., 2010). Foram incluídas variáveis disponíveis do motor no modelo 1 (tempo de injeção de combustível - TI , pico de pressão no cilindro - PC , avanço da centelha - AV ,

temperatura dos gases tomada no coletor de admissão - TA e temperatura dos gases tomada no coletor de exaustão - TE), além dos momentos de quarta (M_4) e quinta ordem (M_5), dos momentos de segunda e terceira ordem elevados ao quadrado e dos momentos de segunda (MTX_2) e terceira ordem (MTX_3) aplicados originalmente nas curvas das razões de pressões) obtendo mais oito modelos de estimação do fator λ e de identificação do tipo de combustível. Estes oito modelos, propostos originalmente neste estudo, foram capazes de estimar o fator λ , mostraram-se sensíveis à variação do tipo de combustível e foram capazes de identificar o tipo de combustível em condições de plena carga e em cargas combinadas. Os oito modelos propostos neste estudo apresentaram resultados melhores (menores erros *rms*) do que os obtidos com o modelo 1, proposto originalmente por Gilkey e Powell (1985). Pode-se concluir que a inclusão das variáveis do motor, selecionadas no presente estudo, ao modelo 1 melhora os resultados da estimativa do fator λ , reduz a sensibilidade à variação do tipo de combustível na estimativa do fator λ e melhora os resultados da estimativa do tipo de combustível.

Dentre os modelos com menores requisitos computacionais, propostos neste estudo, o modelo 4 (composto pelas variáveis independentes N , aG , M_2 , M_3 , TI , PC , AV) foi o que apresentou os menores erros *rms* nas estimativas do fator λ e do tipo de combustível, sendo este o modelo recomendado para a aplicação nos sistemas de controle eletrônico de motores *flex fuel*, quando o requisito computacional for limitado. Para maiores reduções no *rms* das estimativas do fator λ e do tipo de combustível, sem restrições quanto ao custo computacional, recomenda-se o uso dos modelos 8 (composto pelas variáveis independentes N , aG , M_2 , M_3 , TI , PC , AV , M_4 , M_5 , TA e TE) ou 9 (composto pelas variáveis independentes N , aG , M_2 , M_3 , TI , PC , AV , M_2^2 e M_3^2).

Dentre as quatro janelas do traço da pressão no cilindro utilizadas para o cálculo dos momentos estatísticos, as que apresentam o menor custo computacional são as janelas 1 (início no ponto da centelha e continuando por 120 graus) e 4 (início em 5° APMS e continuando por 40° DPMS), porém, todas as janelas propostas apresentaram o menor *rms* em pelo menos uma das estimativas realizadas.

O modelo 5 (composto pelas variáveis independentes N , aG , M_2 , M_3 , TI , PC , AV , MTX_2 e MTX_3), que propõe a aplicação original do método dos momentos às curvas geradas pelo método da razão de pressões, proposto por Gassenfeit e Powell (1989), foi capaz de estimar o fator λ para todos os combustíveis, mostrou-se sensível à variação do tipo de combustível na estimativa do fator λ e é capaz de identificar o tipo de combustível (estimar a fração mássica de combustível). Apesar do modelo 5 ser capaz de estimar o fator λ e o tipo de combustível,

ele apresenta maior requisito computacional e melhora pouco significativa na redução do *rms* das estimativas em relação ao modelo 4, não sendo a melhor opção entre os modelos propostos para ser implantada em um sistema de controle eletrônico de motores flexíveis.

Os resultados obtidos no presente trabalho, em conjunto com os relatos encontrados na literatura, demonstram que os modelos baseados no sinal da pressão no cilindro para estimação de variáveis do motor (fator λ e tipo de combustível) podem ser implementados em sistemas de gerenciamento eletrônico de motores, porém, a falta de relatos sobre o comportamento destes modelos ao longo da vida útil dos motores e o custo elevado dos transdutores de pressão no cilindro, ainda produzidos apenas para aplicações científicas, refletem na ausência de sistemas comerciais de gerenciamento eletrônico de motores baseados no sinal da pressão no cilindro.

5.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Entre os apontamentos para trabalhos futuros, destacam-se:

- implementação dos modelos desenvolvidos neste estudo em um sistema eletrônico de controle de motores *flex fuel*;
- análises estatísticas de experimentos com maior número de variações de carga, rotação e porcentagem de etanol nas misturas combustíveis;
- desenvolvimento de um sistema de controle de temperatura do ar admitido pelo motor, para permitir análises estatísticas entre os dados experimentais coletados em diferentes cargas, tornando desnecessárias as correções propostas pelas normas elaboradas especificamente para regimes de plena carga, e
- desenvolvimento de modelos de identificação do *knocking*.

REFERÊNCIAS

ABDEL-RAHMAN, A. A.; OSMAN, M. M. Experimental investigation on varying the compression ratio of SI engine working under different ethanol-gasoline fuel blends. **International Journal of Energy Research**, v. 21, n. 1, p. 31-40, 1997.

AHN, K. et al. Ethanol content estimation in flex fuel direct injection engines using in-cylinder pressure measurements. **Society of Automotive Engineers Inc**, 2010. SAE Technical Paper n. 2010-01-0166.

ALVES, M. L. **Carro flex fuel: uma avaliação por opções reais**. 2007. 47 f. Dissertação (Mestrado em Administração) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.

ANALOG DEVICES. **Monolithic thermocouple amplifiers with cold junction compensation AD294/AD595**. Norwo: [s.n.], 1999.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. 2009. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br>>. Acesso em: 19 nov. 2009.

ARSIE, I et al. Estimation of in-cylinder mass and SFR by cylinder pressure measurement in automotive diesel engines. In: 19th IFAC WORLD CONGRESS, 19., 2014, Cape Town. **Proceedings...** Cape Town: IFAC, 2014. p. 11836-11841.

ARSIE, I.; PIANESE, C.; RIZZO, G. Estimation of air-fuel ratio and cylinder wall temperature from pressure cycle in S.I. automotive engines. In: IFAC WORKSHOP ADVANCES IN AUTOMOTIVE CONTROL, 2., 1998, Loundville. **Proceedings...** Loundville: IFAC, 1998. p. 167-173.

ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES. 2014. **Anuário da indústria automobilística brasileira**. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/anuario.html>>. Acesso em: 12 jan. 2015.

ATKINS, R. A. et al. Fiber-optic pressure sensors for internal combustion engines. **Applied Optics**, v. 33, n. 7, p. 1315-1320, Mar. 1994.

BAYRAKTAR, H. Experimental and theoretical investigation of using gasoline-ethanol blends in spark-ignition engines. **Renewable Energy**, v. 30, n. 11, p. 1733-1747, Sept. 2005.

BENJAMINI, Y.; BRAUN, H. John W. Tukey's contributions to multiple comparisons. **The Annals of Statistics**, v. 30, n. 6, p. 1576-1594, Dec. 2002.

BERG, J. et al. Measurement of the cylinder pressure in combustion engines with a piezoresistive β -SiC-on-SOI pressure sensor. In: INTERNATIONAL HIGH TEMPERATURE ELECTRONICS CONFERENCE, 1998, Albuquerque. **Proceedings...** Albuquerque: HITEC, 1998. p. 245-249.

BORG, J. M.; ALKIDAS, A. C. Cylinder-pressure-based methods for sensing spark-ignition engine knock. **International Journal Vehicle Design**, v. 45, n. 1-2, p. 222-241, 2007.

BOSCH. **Automotive electric/electronic systems**. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc, 1988.

BOSCH. **Manual de tecnologia automotiva**. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BOYLESTAD, R.; NASHELSKY, L. **Electronic devices and circuit theory**. 7th ed. Columbus: Prentice Hall, 1998.

BRECQ, G. et al. Knock prevention of CHP engines by addition of N₂ and CO₂ to the natural gas fuel. **Fuel**, v. 23, n. 11, p. 1359-1371, Aug. 2003.

BRECQ, G.; BELLETTRE, J.; TAZEROUT, M. A new indicator for knock detection in gas SI engines. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 42, n. 5, p. 523-532, May 2003.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Edgard Blücher, 2012. v. 1.

CARVALHO, J. A.; MCQUARY, M. Q. **Princípios de combustão aplicada**. Florianópolis: UFSC, 2007.

CELIK, M. B. Experimental determination of suitable ethanol–gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 5-6, p. 396-404, Apr. 2008.

CEVIZ, M. A.; YÜKSEL, F. Effects of ethanol-unleaded gasoline blends on cyclic variability and emissions in an SI engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 5-6, p. 917-925, Apr. 2005.

CHAUVIN, J. et al. Kalman filtering for real-time individual cylinder air fuel ratio observer on a diesel engine test bench. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 2006, Minneapolis. **Proceedings...** Minneapolis: IEEE, 2006. p. 1886-1891.

CHEN, R. et al. Cold-start emissions of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuel. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 8-9, p. 1463-1467, June 2011.

CONSUMERS, environment and vehicle manufacturers to benefit from advanced engine technology. [S.l.]: **Ricardo**, 2001. Disponível em: <<http://www.ricardo.com>>. Acesso em: 12 mar. 2003.

COSTA, R. C.; SODRÉ, J. R. Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 2-3, p. 278-283, Feb. 2011.

COSTA, F. T. M. **Estimação da relação ar-combustível utilizando o sinal de pressão no cilindro em um motor ciclo Otto a etanol**. 2005. 61 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

CRUZ, C. et al. **Guia para física experimental**: caderno de laboratório, gráficos e erros. Campinas: IFGW-Unicamp, 1997. Versão 1.1, revista por CHBC e HLF em Setembro de 1997. Disponível em: <<http://www.ifi.unicamp.br/~britto/graferr.pdf>>. Acesso em: 13 jul. 2009.

DAL BEM, A. J. **Análise de desempenho de um motor ciclo Otto alimentado com álcool de 75 INPM**. 2008. 116 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

DORINI, F. A.; CUNHA, M. C. C. Statistical moments of the random linear transport equation. **Journal of Computational Physics**, v. 227, n. 19, p. 8541-8550, Oct. 2008.

DUDEK, K. P.; SAIN, M. K. A control-oriented model for cylinder pressure in internal combustion engines. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v. 34, n. 4, p. 386-397, Apr. 1989.

FAIRCHILD. **LM2902, LM324/LM324A, LM224/LM224A**: quad operational amplifier. San Jose: [s.n.], 2002.

FIORINI, R. A.; GASSENFEIT, E. H.; POWELL, J. D. A/F estimation from internal combustion engine cylinder pressure using fast Fourier transform descriptors. In: 1988 AMERICAN CONTROL CONFERENCE, 1988, Atlanta. **Proceedings...** Atlanta: IEEE, 1988. p. 2392-2400.

GASSENFEIT, E. H.; POWELL, J. D. Algorithms for air-fuel ratio estimation using internal combustion engine cylinder pressure. **Society of Automotive Engineers Inc**, 1989. SAE Technical Paper n. 890300.

GILKEY, J. C.; POWELL, J. D. Fuel-air ratio determination from cylinder pressure time histories. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v. 107, n. 4, p. 252-257, Dec. 1985.

GUARINO, A. W. S.; ROJAS, E. G. A. **Hidrocarbonetos**. 1997. Disponível em: <http://www.unirio.br/laqam/organica/aula_2.pdf>. Acesso em: 1 nov. 2009.

HATA, Y. et al. Engine control system using a cylinder pressure sensor. **IEEE Proceedings**, v. 136, n. 2, p. 84-88, Mar. 1988.

HE, B. Q. et al. A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels. **Atmospheric Environment**, v. 37, n. 7, p. 949-957, Mar. 2003.

HEIM, A.; OLEJNIK, P.; PAWLAK, A. Using statistical moments to describe grinding in a ball mill for industrial-scale process. **Chemical Engineering and Processing**, v. 44, n. 2, p. 263-266, Feb. 2005.

HENRY, R. R. Single-cylinder engine tests of a motor-driven, variable-valve actuator. **Society of Automotive Engineers, Inc**, 2001. SAE Technical Paper n. 2001-01-0241.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engines fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

HOFFMANN, R.; VIEIRA, S. **Análise de regressão**: uma introdução à econometria. São Paulo: HUCITEC, 1977.

- HSIEH, W. D. et al. Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels. **Atmospheric Environment**, v. 36, n. 3, p. 403-410, Jan. 2002.
- HUCK, S. W. **Reading statistics and research**. 6nd ed. Boston: Pearson Education, 2012.
- HUDSON, C.; GAO, X.; STONE, R. Knock measurement for fuel evaluation in spark ignition engines. **Fuel**, v. 80, n. 3, p. 395-407, Feb. 2001.
- HUNG, V. V.; THANH, L. T. M. Study of elastic properties of CeO₂ by statistical moment method. **Physica B: Condensed Matter**, v. 406, n. 21, p. 4014-4018, Nov. 2011.
- HUNG, V. V.; HAI, D. T.; BINH, L. T. T. Melting curve of metals with defect: pressure dependence. **Computational Materials Science**, v. 79, p. 789-794, Nov. 2013.
- INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. **Guia para a expressão da incerteza de medição**. 3. ed. Rio de Janeiro: INMETRO, 2003.
- JINDO, K. M.; HUNG, V. V.; NISHITANI, S. R. Calculation of thermodynamic quantities of metals and alloys by estatistical moment method. **Intermetallics**, v. 11, n. 11-12, p. 1259-1266, Sept. 2003.
- KLEIN, M.; ERIKSSON, L. Models, methods and performance when estimating the compression ratio based on the cylinder pressure. In: CONFERENCE ON COMPUTER SCIENCE AND SYSTEMS ENGINEERING, 4., 2002, Linköping. **Proceedings...** Linköping: CSSE , 2002. p. 1-8.
- KUTTATHARMMAKUL, S. et al. Comparasion of methods for the estimation of statistical parameters of censored data. **Analytica Chimica Acta**, v. 441, n. 2, p. 215-229, Aug. 2001.
- KYRIAKIDES, A. et al. Evaluation of gasoline-ethanol-water ternary mixtures used as a fuel for an Otto engine. **Fuel**, v. 108, p. 208-215, June 2013.
- LEONHARDT, S.; MÜLLER, N.; ISERMANN, R. Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information. **IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, v. 4, n. 3, p. 235-245, Sept. 1999.
- LIAO, S. Y. et al. Investigation of the cold-start combustion characteristics of ethanol-gasoline blends in a constant-volume chamber. **Energy & Fuels**, v. 19, n. 3, p. 813-819, may/june 2005.
- MACEDO, I. C.; SEABRA, J. E. A.; SILVA, J. E. A. R. Green house gases emissions in the production and use of ethanol from sugarcane in Brazil: the 2005/2006 averages and a prediction for 2020. **Biomass and Bioenergy**, v. 32, n. 7, p. 582-595, July 2008.
- MANZOLI, F. F. O problema dos momentos. IN: **Relação entre o problema dos momentos e a teoria dos jogos estratégicos**. São Paulo: FACEA, 1959. cap. 1, p. 1-21.
- MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 2. ed. Porto: Publindústria, 2006.

MELO, T. C. C. et al. Hydrous ethanol-gasoline blends - Combustion and emission investigations on a flex-fuel engine. **Fuel**, v. 97, p. 796-804, Mar. 2012.

MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. **Estatística aplicada e probabilidade para engenheiros**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.

MOOD, A. M.; GRAYBILL, F. A. Expected values and moments. In: MOOD, A. M.; GRAYBILL, F. A. **Introduction to the theory of statistics**. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1963. cap. 5, p. 103-121.

MOREIRA, J. R.; GOLDEMBERG, J. The alcohol program. **Energy Policy**, v. 27, n. 4, p. 229-245, Apr. 1999.

MOTOROLA. **Integrated silicon pressure sensor on-chip signal conditioned, temperature compensated and calibrated**. Tempe: [s.n.], 2006.

MOTOROLA. **High temperature accuracy integrated silicon pressure sensor for measuring absolute pressure, on-chip signal conditioned, temperature compensated and calibrated**. Tempe: [s.n.], 2009.

MÜLLER, N.; ISERMANN, R. Control of mixture composition using cylinder pressure sensors. **Society of Automotive Engineers Inc**, 2001. SAE Technical Paper n. 01ATT-283.

OBERT, E. F. **Internal combustion engines**. Tradução de Fernando Luiz Carraro. Scranton: International Textbook, 1950.

PATRICK, R. S.; POWELL, J. D. A technique for the real-time estimation of air-fuel ratio using molecular weight ratios. **Society of Automotive Engineers Inc**, 1990. SAE Technical Paper n. 900260.

PAYRI, et al. Digital signal processing of in-cylinder pressure for combustion diagnosis of internal combustion engines. **Mechanical System and Signal Processing**, v. 24, n. 6, p. 1767-1784, Aug. 2010.

PENIDO FILHO, P. **Os motores a combustão interna**. 2. ed. Belo Horizonte: Lemi, 1991. v. 1.

PORTUGAL, M. S. **Notas introdutórias sobre o princípio de máxima verossimilhança: estimação e teste de hipóteses**. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009. Disponível em: <<http://www.ufrgs.br/decon/publionline/textosdidaticos/Textodid04.pdf>>. Acesso em: 1 nov. 2009.

POWELL, J. D. Engine control using cylinder pressure: past, present, and future. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, Berkeley, v. 115, n. 2B, p. 343-350, June 1993.

PUTKO, M. M. et al. Approach for uncertainty propagation and robust design in CFD using sensitivity derivatives. In: COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS CONFERENCE, 15., 2001, Anaheim. **Proceedings...** Anaheim: AIAA, 2001. 16 p.

- RAHMOUNI, C. et al. Knock rating of gaseous fuels in a single cylinder spark ignition engine. **Fuel**, v. 83, n. 3, p. 327-336, Feb. 2004.
- REGAZZI, R. D.; PEREIRA, P. S.; SILVA JÚNIOR, M. F. **Soluções práticas de instrumentação e automação - utilizando programação gráfica LabVIEW**. Rio de Janeiro: 3R.KWG, 2005.
- RIBBENS, W. B. **Understanding automotive electronics**. 4th ed. Indianapolis: Sams Publishing, 1993.
- ROVAI, F. F. **Desgaste e corrosão de bombas de combustível com misturas de álcool e gasohol**. 2005. 57 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- SAMANIEGO, M. R. P. A. J. **Uso de biocombustível da pirólise rápida da palha de cana em um motor de ciclo Otto**. 2007. 50 f. Dissertação (Mestrado em Planejamento de Sistemas Energéticos) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2007.
- SANCHES, A. G. **Identificação e quantificação do fenômeno de detonação em motores de combustão interna utilizando análise espectral**. 2002. 47 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2002.
- SELLNAU, M. C. et al. Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors. **Society of Automotive Engineers Inc**, 2000. SAE Technical Paper n. 2000-01-0932.
- SILVA, J. A. **Estudo dos processos de admissão e exaustão utilizando ensaio experimental e simulação de um motor de combustão interna a etanol aspirado e turboalimentado**. 2004. 88 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2004.
- SOTO PAU, F. **Análise do desempenho de motores de combustão interna alimentados com mistura álcool-gasolina**. 1999. 62 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1999.
- TABLE: Q scores for Tukey's method. Calgary: University of Calgary, 2006. Disponível em: <<http://www.stat.wisc.edu/~st571-1/tables/tableQ.pdf>>. Acesso em: 6 jan. 2008.
- TAYLOR, C. F. **The internal-combustion in theory and practice**. Tradução de Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. Cambridge: The MIT Press, 1968. v. 1.
- TEIXEIRA, E. C. **O desenvolvimento da tecnologia flex-fuel no Brasil**. 2005. Disponível em: <<http://www.dnabrasil.org.br>>. Acesso em: 19 fev. 2006.
- TOPGÜL, T. et al. The effects of ethanol–unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions. **Renewable Energy**, v. 31, n. 15, p. 2534–2542, Dec. 2006.

TUNESTAL, P. et al. In-cylinder measurement for engine cold-start control. In: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTROL APPLICATIONS, ThA5-4, 1999, Kohala. **Proceedings...** Kohala: IEEE, 1999. p. 460-464.

TUNESTAL, P. **The use of cylinder pressure for estimation of the in-cylinder air/fuel ratio of an internal combustion engine**. 2000. 53 f. Ph. D. Thesis (Heat and Power Engineering) – University of California, Berkeley, 2000.

TUNESTAL, P. et al. Cylinder air/fuel ratio estimation using net release data. **Control Engineering Practic**, v. 11, n. 3, p. 311-318, Mar. 2003.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 2. ed. São Paulo: Edgard Bücher, 1976.

VILANOVA, L. C. **Efeitos da adição de etanol hidratado no combustível e do sistema de formação da mistura no desempenho e nas emissões de um motor bicomustível brasileiro**. 2007. 62 f. Doutorado (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007.

VOLKSWAGEN DO BRASIL LTDA. **Manual de instruções: Gol 1.0 álcool modelo 2003**. São Bernardo do Campo: [s.n.], 2003.

WU, C. W. et al. The influence of air–fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol–gasoline-blended. **Atmospheric Environmentt**, v. 38, n. 40, p. 7093-7100, Dec. 2004.

WLODARCZYK, M. T. et al. **Embedded fiber-optic pressure sensor for monitoring and control of internal combustion engines**. [S.l.: s.n.], 1998. Disponível em: <<http://www.optrand.com/Papers/fisita98/fisita98.htm>>. Acesso em: 21 mar. 2003.

YILMAZ, H. **Doe merit review: flex fuel vehicle systems**. Arlington: Ricardo, 2008. Disponível em: <<http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs>>. Acesso em: 1 nov. 2009.

YOON, P. et al. Closed-loop control of spark advance and air-fuel ratio in SI engines using cylinder pressure. **Society of Automotive Engineers Inc**, 2000. SAE Technical Paper n. 2000-01-0933.

YÜCESU, H. S. et al. Effect of ethanol–gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 17, p. 2272-2278, Dec. 2006.

APÊNDICE A - Dados coletados no experimentos 1 e algoritmos desenvolvidos no presente trabalho

A1. DADOS COLETADOS NO EXPERIMENTO 1

Tabela A1 - Dados coletados durante o experimento 1 a 2000 rpm, plena carga e MBT.

Comb.	Rot.	λ	λ_c	Avanço Centelha	Temp. Ar Admis.	Temp. Bulbo Seco	Temp. Bulbo Úmid	Temp. Líquido Arref.	Pressão Barom.	Temp. Exaust. 1° cil.	Cons. Horár. Comb.	Massa de ar	Energia dispon.	Força	Torq.	Pot.	Tor. Cor.	Pot. Cor.
	[rpm]			[°APMS]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[g/s]	[g/s]	[MJ/s]	[kg red]	[N.m]	[kW]	[N.m]	[kW]
E100	2148	0,9	0,88	14,7	48,1	33,5	25,0	92,7	702,0	525,03	2,10	15,36	0,053	8,48	63,99	14,40	74,12	16,67
	2146	1	1,00	15,2	48,1	34,3	25,3	92,6	702,0	553,14	1,87	15,54	0,047	8,40	63,39	14,25	73,44	16,51
	2149	1,1	1,09	18,0	48,0	34,3	25,3	93,0	702,0	526,92	1,72	15,66	0,043	7,97	60,23	13,55	69,77	15,70
	2149	1,2	1,21	21,5	47,5	33,7	25,3	91,9	702,0	492,59	1,57	15,88	0,040	7,23	54,89	12,35	63,55	14,30
	2150	1,3	1,34	24,4	47,1	33,7	25,3	92,1	702,0	474,33	1,45	16,19	0,036	6,45	49,18	11,07	56,90	12,81
E70	2169	0,9	0,87	13,9	44,9	30,7	22,3	92,8	702,8	534,45	1,76	15,97	0,051	8,60	64,84	14,73	74,07	16,83
	2169	1	0,98	15,2	45,6	31,7	22,7	93,1	702,8	559,68	1,56	15,96	0,045	8,58	64,72	14,70	74,05	16,82
	2169	1,1	1,08	15,4	46,2	32,3	23,0	92,2	702,8	540,31	1,44	16,23	0,042	8,10	61,20	13,90	70,12	15,93
	2169	1,2	1,21	17,5	45,6	32,3	22,7	91,6	702,8	513,40	1,31	16,48	0,038	7,32	55,49	12,61	63,45	14,41
	2169	1,3	1,31	19,0	45,3	32,0	22,3	92,2	702,8	505,09	1,22	16,66	0,035	6,53	49,79	11,31	56,85	12,91
E56	2159	0,9	0,89	11,6	41,6	26,0	20,3	92,3	701,0	550,38	1,61	16,43	0,051	8,67	65,33	14,77	74,24	16,78
	2164	1	1,01	13,0	42,2	26,7	20,7	92,1	701,0	569,28	1,42	16,42	0,045	8,62	64,96	14,72	73,95	16,76
	2156	1,1	1,08	14,2	42,7	27,0	20,3	91,7	701,0	547,75	1,34	16,60	0,042	8,17	61,69	13,93	70,20	15,85
	2167	1,2	1,22	16,5	42,3	27,3	20,3	91,4	701,0	523,21	1,22	16,97	0,038	7,28	55,25	12,54	62,81	14,26
	2168	1,3	1,33	17,7	42,4	27,0	20,3	90,2	701,0	512,03	1,14	17,29	0,036	6,55	49,91	11,33	56,76	12,88
E26	2162	0,9	0,86	5,7	37,7	22,3	17,7	91,5	696,8	598,57	1,44	16,85	0,055	8,15	61,56	13,94	69,68	15,78
	2165	1	0,99	6,6	40,3	23,0	18,0	91,6	696,8	623,47	1,27	16,95	0,049	8,08	61,08	13,85	69,49	15,76
	2163	1,1	1,10	7,4	39,5	23,3	18,0	91,3	696,8	594,60	1,15	17,15	0,044	7,38	55,98	12,68	63,58	14,40
	2162	1,2	1,16	9,5	40,1	23,0	18,3	92,4	696,8	580,21	1,09	17,13	0,042	7,00	53,19	12,04	60,55	13,71
	2166	1,3	1,29	15,6	39,3	24,0	18,7	90,4	697,0	532,68	0,99	17,41	0,038	6,52	49,66	11,27	56,43	12,80

Nota 1: avanço da centelha para o máximo torque (MBT)

Nota 2: dados coletados com rotação de referência em 2000 rpm e plena carga (abertura da válvula borboleta em 100% - 82,5°)

Nota 3: dados apresentados referem-se as médias obtidas após a realização de três repetições do experimento em estudo

Nota 4: λ corresponde ao fator λ medido com a sonda lambda de banda larga WB-O2

Nota 5: λ_c refere-se ao fator lambda calculado a partir dos dados de consumo horário, massa de ar e relação A/C estequiométrica

Nota 6: a rotação foi obtida utilizando os dados coletados com o transdutor de rotação-PMS (efeito Hall com 1+3 janelas)

Nota 7: correção da potência (Pot. Cor.) realizada de acordo com a norma NBR ISO 1585

Tabela A2 - Dados coletados durante o experimento 1 a 3000 rpm, plena carga e MBT.

Comb.	Rot.	λ	λ_c	Avanço Centelha	Temp. Ar Admis.	Temp. Bulbo Seco	Temp. Bulbo Úmid	Temp. Líquido Arref.	Pressão Barom.	Temp. Exaust. 1° cil.	Cons. Horár. Comb.	Massa de ar	Energia dispon.	Força	Torq.	Pot.	Tor. Cor.	Pot. Cor.
	[rpm]			[°APMS]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[mmHg]	[°C]	[g/s]	[g/s]	[MJ/s]	[kg red]	[N.m]	[kW]	[N.m]	[kW]
E100	3168	0,9	0,93	15,9	44,8	31,3	24,7	93,0	702,2	599,8	3,23	24,88	0,081	9,22	69,34	23,00	79,81	26,48
	3169	1	1,03	16,1	45,6	32,3	24,7	93,1	702,2	633,5	2,91	24,96	0,073	9,17	68,97	22,89	79,44	26,36
	3163	1,1	1,13	18,9	46,6	32,3	24,7	93,3	702,2	599,4	2,66	25,00	0,067	8,70	65,57	21,72	75,70	25,07
	3164	1,2	1,26	21,1	46,2	32,3	25,3	93,4	702,2	567,7	2,41	25,24	0,061	7,82	59,14	19,59	68,37	22,65
	3163	1,3	1,37	22,6	46,4	32,0	25,0	92,0	702,2	547,0	2,24	25,55	0,056	6,97	52,94	17,54	61,18	20,27
	3167	0,9	0,91	14,3	46,5	30,7	21,3	92,4	702,3	624,5	2,67	25,43	0,078	9,18	69,09	22,91	79,00	26,20
E70	3166	1	1,03	14,4	47,5	31,3	22,0	93,0	702,3	665,5	2,38	25,43	0,069	9,07	68,24	22,63	78,28	25,96
	3166	1,1	1,12	14,7	47,1	31,3	22,3	92,6	702,3	642,1	2,20	25,70	0,064	8,38	63,26	20,97	72,59	24,07
	3167	1,2	1,25	18,2	46,9	30,7	22,3	91,9	702,5	598,9	2,00	25,96	0,058	7,65	57,92	19,21	66,44	22,03
	3168	1,3	1,35	21,0	46,3	30,0	22,0	91,9	702,5	577,6	1,86	26,11	0,054	6,80	51,73	17,16	59,25	19,65
	3160	0,9	0,92	11,4	44,1	28,3	21,3	92,9	701,0	648,6	2,46	25,79	0,078	9,10	68,49	22,66	78,27	25,90
	3160	1	1,03	13,0	45,1	29,3	21,3	93,0	701,2	673,7	2,18	25,79	0,069	9,00	67,76	22,42	77,50	25,64
E56	3159	1,1	1,14	14,0	45,7	29,3	21,7	93,0	700,8	647,4	1,99	25,91	0,063	8,35	63,02	20,85	72,28	23,91
	3157	1,2	1,24	16,5	45,8	29,7	21,7	91,9	700,8	612,7	1,85	26,14	0,058	7,65	57,92	19,15	66,42	21,96
	3157	1,3	1,34	20,5	45,5	30,0	21,7	92,0	700,8	577,1	1,71	26,29	0,054	7,02	53,31	17,63	61,09	20,20
	3163	0,9	0,88	8,6	42,2	24,7	19,3	92,7	697,7	680,7	2,19	26,15	0,084	8,80	66,30	21,96	75,75	25,09
	3163	1	1,00	8,5	43,3	26,0	19,7	92,8	697,7	722,7	1,93	26,19	0,074	8,58	64,72	21,44	74,09	24,54
	3163	1,1	1,12	9,5	43,4	26,3	20,3	93,2	697,8	696,4	1,73	26,29	0,067	7,70	58,29	19,31	66,82	22,13
E26	3162	1,2	1,23	10,9	45,0	26,7	20,3	92,2	697,8	684,4	1,59	26,55	0,061	6,57	50,03	16,57	57,51	19,04
	3163	1,3	1,32	15,5	42,7	26,7	20,3	91,5	697,8	635,8	1,50	26,64	0,057	6,50	49,54	16,41	56,71	18,79

Nota 1: avanço da centelha para o máximo torque (MBT)

Nota 2: dados coletados com rotação de referência em 2000 rpm e plena carga (abertura da válvula borboleta em 100% - 82,5°)

Nota 3: dados apresentados referem-se as médias obtidas após a realização de três repetições do experimento em estudo

Nota 4: λ corresponde ao fator λ medido com a sonda lambda de banda larga WB-O2Nota 5: λ_c refere-se ao fator lambda calculado a partir dos dados de consumo horário, massa de ar e relação A/C estequiométrica

Nota 6: a rotação foi obtida utilizando os dados coletados com o transdutor de rotação-PMS (efeito Hall com 1+3 janelas)

Nota 7: correção da potência (Pot. Cor.) realizada de acordo com a norma NBR ISO 1585

Tabela A3 - Dados coletados durante o experimento 1 a 2000 rpm, carga parcial e MBT.

Comb.	λ	Avanço Centelha	Temp. Bulbo Seco	Temp. Bulbo Úmid	Pressão Barom.	Emissões			Cons. Horár. Comb.	Pot.
		[°APMS]	[°C]	[°C]	[mmHg]	CO	CO2	HC	[g/s]	[kW]
E100	0,9	17,6	33,3	25,0	702,0	3,11	13,3	384	1,63	11,94
	1	19,0	33,0	24,7	702,0	0,43	14,5	336	1,47	11,91
	1,1	22,2	33,3	25,0	702,0	0,13	13,3	329	1,34	11,14
	1,2	24,0	33,3	25,0	702,0	0,12	11,7	378	1,22	10,15
	1,3	26,4	33,0	25,0	702,0	0,12	10,6	407	1,13	9,08
E70	0,9	15,4	30,0	21,7	702,8	3,26	12,9	347	1,38	12,03
	1	17,1	30,3	21,7	702,8	0,23	14,3	301	1,21	11,91
	1,1	18,4	30,3	22,0	702,7	0,09	13,1	296	1,12	11,12
	1,2	21,7	30,3	22,0	702,7	0,10	11,8	323	1,03	10,25
	1,3	22,8	30,3	21,7	702,7	0,10	10,7	345	0,95	9,15
E56	0,9	15,2	30,7	22,0	701,0	2,80	13,2	320	1,27	12,75
	1	16,9	30,7	22,0	701,0	0,29	14,4	284	1,15	12,57
	1,1	16,6	31,0	22,3	701,0	0,09	12,9	260	1,03	11,53
	1,2	19,4	30,7	22,3	701,0	0,09	11,8	244	0,96	10,66
	1,3	21,7	30,7	22,3	701,0	0,09	10,7	285	0,91	9,73
E26	0,9	12,3	25,3	20,0	697,8	3,34	12,6	325	1,12	12,44
	1	11,2	25,3	20,0	697,8	0,21	14,0	262	0,98	12,09
	1,1	11,5	25,7	20,0	697,8	0,08	12,7	213	0,90	11,08
	1,2	13,8	25,0	20,0	698,0	0,08	11,7	212	0,84	10,47
	1,3	18,2	25,3	20,0	698,0	0,08	10,5	246	0,78	9,36

Nota 1: avanço da centelha para o máximo torque (MBT)

Nota 2: dados apresentados referem-se as médias obtidas após a realização de três repetições

Nota 3: λ corresponde ao fator λ medido com a sonda lambda de banda larga WB-O2

Tabela A4 - Dados coletados durante o experimento 1 a 3000 rpm, carga parcial e MBT.

Comb.	λ	Avanço Centelha	Temp. Bulbo Seco	Temp. Bulbo Úmid	Pressão Barom.	Emissões CO	CO ₂	HC	Cons. Horár. Comb.	Pot.
		[°APMS]	[°C]	[°C]	[mmHg]	[%]	[%]	[ppm]	[g/s]	[kW]
E100	0,9	19,7	31,7	23,7	702,0	3,04	13,2	300	2,06	13,97
	1	22,5	32,0	24,0	702,0	0,49	14,6	277	1,85	13,90
	1,1	23,4	32,3	24,0	702,0	0,16	13,4	269	1,69	12,91
	1,2	26,2	32,0	23,7	702,0	0,13	11,6	308	1,54	11,40
	1,3	27,7	32,3	24,0	702,0	0,14	10,7	361	1,42	10,08
E70	0,9	19,0	30,7	22,0	702,3	2,96	13,1	335	1,66	13,72
	1	20,9	30,7	22,0	702,3	0,31	14,5	291	1,49	13,55
	1,1	21,6	30,3	21,7	702,7	0,13	13,2	254	1,36	12,44
	1,2	23,1	30,3	21,7	702,7	0,12	11,6	261	1,24	10,82
	1,3	25,8	30,0	21,7	702,7	0,12	10,6	325	1,15	9,63
E56	0,9	18,5	31,0	22,7	701,3	3,17	13,0	282	1,58	14,68
	1	18,2	31,7	23,0	701,3	0,23	14,4	250	1,38	14,34
	1,1	20,6	31,7	23,0	701,3	0,12	13,3	242	1,28	13,42
	1,2	22,0	31,7	23,0	701,2	0,12	11,9	215	1,16	11,77
	1,3	23,6	31,7	23,0	701,2	0,12	10,6	250	0,98	9,93
E26	0,9	16,0	26,0	20,0	697,2	3,17	13,0	311	1,38	14,61
	1	15,7	26,0	20,0	697,2	0,33	14,4	247	1,22	14,23
	1,1	16,4	26,3	20,3	697,2	0,11	13,2	189	1,13	13,42
	1,2	18,9	26,3	20,0	697,3	0,11	11,9	189	1,04	12,17
	1,3	22,2	26,3	20,0	697,3	0,11	10,6	235	0,96	10,44

Nota 1: avanço da centelha para o máximo torque (MBT)

Nota 2: dados apresentados referem-se as médias obtidas após a realização de três repetições

Nota 3: λ corresponde ao fator λ medido com a sonda lambda de banda larga WB-O2

A2. TABELAS DAS ANÁLISES ESTATÍSTICAS OBTIDAS PARA CADA VARIÁVEL DO MOTOR

Tabela A5 - ANOVA da potência corrigida do motor (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	118,92	4	29,73	641,86	2,61
Tipo de combustível	7,54	3	2,51	54,29	2,84
Interação	2,37	12	0,20	4,26	2,00
Resíduo (erro)	1,85	40	0,05		
Total	130,69	59			

Tabela A6 - Valores de potência corrigida do motor obtidos no experimento 1 a 2000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	Amostras, médias e U	Potência corrigida [kW]			
		Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	16,64	16,87	16,39	15,90
	Am. 2	17,02	16,86	16,92	15,80
	Am. 3	16,36	16,75	17,04	15,63
	Média	16,67	16,83	16,78	15,78
	U	0,83	0,17	0,86	0,34
1	Am. 1	16,48	16,87	16,39	15,82
	Am. 2	16,79	16,86	16,84	15,91
	Am. 3	16,24	16,73	17,03	15,53
	Média	16,51	16,82	16,76	15,76
	U	0,68	0,19	0,83	0,49
1,1	Am. 1	15,66	15,93	15,39	14,52
	Am. 2	15,75	15,93	16,01	14,50
	Am. 3	15,70	15,93	16,15	14,19
	Média	15,70	15,93	15,85	14,40
	U	0,11	0,01	1,00	0,45
1,2	Am. 1	14,48	14,55	13,88	13,70
	Am. 2	14,22	14,41	14,40	13,84
	Am. 3	14,20	14,29	14,49	13,58
	Média	14,30	14,41	14,26	13,71
	U	0,38	0,33	0,82	0,32
1,3	Am. 1	12,97	13,00	12,88	12,84
	Am. 2	12,67	12,98	12,70	12,80
	Am. 3	12,78	12,76	13,08	12,76
	Média	12,81	12,91	12,88	12,80
	U	0,37	0,33	0,47	0,10

Tabela A7 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para a potência corrigida do experimento 1 (2000 rpm, plena carga e MBT).

SME - Tukey - Potência cor., 2000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,1	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,2	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,3	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não

Tabela A8 - ANOVA da potência corrigida do motor (experimento 1: 3000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	345,66	4	86,42	1317,65	2,61
Tipo de combustível	41,75	3	13,92	212,22	2,84
Interação	8,03	12	0,67	10,20	2,00
Resíduo (erro)	2,62	40	0,07		
Total	398,07	59			

Tabela A9 - Valores de potência corrigida do motor obtidos no experimento 1 a 3000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	Potência corrigida [kW]				
	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	26,55	25,96	25,58	25,09
	Am. 2	26,57	26,40	25,98	25,19
	Am. 3	26,33	26,22	26,15	24,98
	Média	26,48	26,20	25,90	25,09
	U	0,33	0,55	0,73	0,26
1	Am. 1	26,49	26,07	25,47	24,50
	Am. 2	26,20	25,73	25,71	24,65
	Am. 3	26,39	26,07	25,76	24,48
	Média	26,36	25,96	25,64	24,54
	U	0,36	0,49	0,39	0,23
1,1	Am. 1	25,34	24,27	24,05	22,08
	Am. 2	24,61	23,86	23,91	22,33
	Am. 3	25,26	24,07	23,77	22,00
	Média	25,07	24,07	23,91	22,13
	U	1,00	0,51	0,36	0,43
1,2	Am. 1	22,92	22,33	21,93	19,19
	Am. 2	21,95	21,51	21,98	19,05
	Am. 3	23,08	22,26	21,96	18,90
	Média	22,65	22,03	21,96	19,04
	U	1,52	1,13	0,05	0,36
1,3	Am. 1	20,65	19,54	20,14	18,85
	Am. 2	19,98	19,47	20,31	18,79
	Am. 3	20,17	19,94	20,15	18,71
	Média	20,27	19,65	20,20	18,79
	U	0,86	0,63	0,24	0,18

Tabela A10 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para a potência corrigida do experimento 1 (3000 rpm, plena carga e MBT).

SME - Tukey - Potência cor., 3000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Não
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,1	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,2	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,3	I - II	Sim
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim

Tabela A11 - ANOVA do consumo específico do motor (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	19053,69	4	4763,42	352,48	2,61
Tipo de combustível	117429,96	3	39143,32	2896,51	2,84
Interação	1097,77	12	91,48	6,77	2,00
Resíduo (erro)	540,56	40	13,51		
Total	138121,98	59			

Tabela A12 - Valores de consumo horário do motor obtidos no experimento 1 a 2000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	Consumo horário [g/h]				
	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	7612,8	6424,1	5669,3	5184,6
	Am. 2	7614,3	6280,8	5841,2	5222,7
	Am. 3	7433,5	6307,0	5884,0	5159,3
	Média	7553,6	6337,3	5798,2	5188,9
	U	258,1	189,5	282,1	79,3
1	Am. 1	6782,4	5713,6	5050,2	4596,4
	Am. 2	6813,9	5589,9	5118,9	4563,1
	Am. 3	6640,0	5594,8	5215,7	4577,6
	Média	6745,4	5632,7	5128,2	4579,0
	U	230,0	173,9	206,3	41,5
1,1	Am. 1	6222,1	5237,3	4766,2	4175,4
	Am. 2	6245,5	5135,4	4807,1	4140,0
	Am. 3	6125,3	5157,4	4877,3	4128,8
	Média	6197,6	5176,7	4816,9	4148,1
	U	158,2	133,1	139,6	60,3
1,2	Am. 1	5738,5	4775,4	4356,0	3947,6
	Am. 2	5694,9	4695,4	4372,8	3947,7
	Am. 3	5575,3	4703,6	4417,1	3865,0
	Média	5669,5	4724,8	4382,0	3920,1
	U	209,7	109,2	78,4	118,5
1,3	Am. 1	5280,3	4445,9	4160,6	3600,0
	Am. 2	5236,5	4381,6	4044,4	3572,3
	Am. 3	5149,1	4362,2	4078,5	3568,0
	Média	5222,0	4396,5	4094,5	3580,1
	U	165,9	108,8	148,3	43,0

Tabela A13 - Valores de consumo específico do motor obtidos no experimento 1 a 2000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	Consumo específico [g/kWh]				
	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	457,6	380,8	345,9	326,0
	Am. 2	447,3	372,6	345,2	330,6
	Am. 3	454,4	376,6	345,3	330,1
	Média	453,1	376,6	345,4	328,9
	U	13,0	10,2	0,9	6,3
1	Am. 1	411,5	338,8	308,2	290,5
	Am. 2	405,8	331,5	303,9	286,8
	Am. 3	408,8	334,3	306,2	294,7
	Média	408,7	334,8	306,1	290,7
	U	7,1	9,1	5,3	9,8
1,1	Am. 1	397,4	328,9	309,7	287,6
	Am. 2	396,6	322,4	300,2	285,5
	Am. 3	390,1	323,8	302,1	290,9
	Média	394,7	325,0	304,0	288,0
	U	9,9	8,5	12,4	6,7
1,2	Am. 1	396,4	328,3	313,9	288,1
	Am. 2	400,4	325,9	303,6	285,2
	Am. 3	392,6	329,3	304,9	284,5
	Média	396,5	327,8	307,5	285,9
	U	9,7	4,2	13,9	4,7
1,3	Am. 1	407,1	341,9	323,0	280,3
	Am. 2	413,2	337,6	318,6	279,0
	Am. 3	402,9	341,9	311,9	279,6
	Média	407,8	340,5	317,8	279,7
	U	12,9	6,2	13,8	1,7

Tabela A14 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para consumo específico do experimento 1 (2000 rpm, plena carga e MBT).

SME - Tukey - Consumo específico, 2000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Sim
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Sim
	II - IV	Sim
1,1	III - IV	Sim
	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Sim
1,2	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
1,3	II - III	Sim
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
	I - II	Sim
	I - III	Sim

Tabela A15 - ANOVA do consumo específico do motor (experimento 1: 3000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	13739,46	4	3434,86	143,73	2,61
Tipo de combustível	98315,00	3	32771,67	1371,28	2,84
Interação	1915,45	12	159,62	6,68	2,00
Resíduo (erro)	955,95	40	23,90		
Total	114925,85	59			

Tabela A16 - Valores de consumo horário do motor obtidos no experimento 1 a 3000 rpm, plena carga e MBT.

Consumo horário [g/h]					
Fator λ	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	11587,9	9669,1	8725,0	7868,2
	Am. 2	11717,5	9575,6	8886,5	7884,2
	Am. 3	11587,5	9644,0	8943,4	7853,8
	Média	11631,0	9629,6	8851,7	7868,7
	U	186,0	120,1	281,2	37,8
1	Am. 1	10495,0	8624,4	7855,9	6937,3
	Am. 2	10481,6	8540,3	7880,0	6962,1
	Am. 3	10496,7	8575,6	7861,1	6921,8
	Média	10491,1	8580,1	7865,7	6940,4
	U	20,5	104,8	31,5	50,6
1,1	Am. 1	9582,3	7952,2	7176,8	6240,9
	Am. 2	9587,0	7885,2	7183,5	6256,2
	Am. 3	9527,3	7899,7	7178,5	6229,6
	Média	9565,6	7912,4	7179,6	6242,2
	U	82,4	87,6	8,7	33,1
1,2	Am. 1	8701,1	7258,9	6628,7	5744,1
	Am. 2	8726,9	7184,7	6646,6	5728,1
	Am. 3	8629,4	7193,9	6674,7	5714,5
	Média	8685,8	7212,5	6650,0	5728,9
	U	125,4	100,4	57,5	36,7
1,3	Am. 1	8004,7	6734,6	6132,7	5390,3
	Am. 2	8233,5	6682,1	6152,1	5381,3
	Am. 3	7926,1	6694,1	6179,5	5385,6
	Média	8054,8	6703,6	6154,8	5385,7
	U	396,5	68,2	58,3	11,2

Tabela A17 - Valores de consumo específico do motor obtidos no experimento 1 a 3000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	Amostras, médias e U	Consumo específico [g/kWh]			
		Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	436,5	372,4	341,1	313,6
	Am. 2	441,1	362,7	342,0	312,9
	Am. 3	440,1	367,8	342,0	314,4
	Média	439,2	367,6	341,7	313,7
	U	6,1	12,1	1,3	1,8
1	Am. 1	396,2	330,8	308,5	283,2
	Am. 2	400,1	332,0	306,5	282,5
	Am. 3	397,7	329,0	305,2	282,7
	Média	398,0	330,6	306,7	282,8
	U	4,8	3,7	4,1	0,9
1,1	Am. 1	378,2	327,7	298,4	282,7
	Am. 2	389,6	330,5	300,4	280,2
	Am. 3	377,1	328,2	302,0	283,2
	Média	381,6	328,8	300,3	282,0
	U	17,2	3,7	4,6	4,0
1,2	Am. 1	379,6	325,1	302,2	299,4
	Am. 2	397,6	334,0	302,4	300,7
	Am. 3	373,9	323,2	303,9	302,4
	Média	383,7	327,4	302,9	300,8
	U	30,7	14,4	2,3	3,7
1,3	Am. 1	387,6	344,6	304,5	285,9
	Am. 2	412,1	343,2	302,9	286,4
	Am. 3	393,0	335,7	306,7	287,8
	Média	397,6	341,1	304,7	286,7
	U	32,0	11,9	4,7	2,5

Tabela A18 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para o consumo específico do experimento 1 (3000 rpm, plena carga e MBT).

SME - Tukey - Consumo específico, 3000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Sim
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Sim
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,1	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Sim
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,2	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Sim
	II - IV	Sim
	III - IV	Não
1,3	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Sim
	II - IV	Sim
	III - IV	Não

Tabela A19 - ANOVA da eficiência de conversão de combustível (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	0,017	4	0,00434	299,79	2,61
Tipo de combustível	0,019	3	0,00631	435,54	2,84
Interação	0,001	12	0,00009	6,00	2,00
Resíduo (erro)	0,001	40	0,00001		
Total	0,038	59			

Tabela A20 - Valores de eficiência de conversão de combustível do motor obtidos no experimento 1 a 2000 rpm, plena carga e MBT.

Eficiência de conversão de combustível					
Fator λ	Amostras,	Tipo de combustível			
	médias e U	E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	0,314	0,326	0,329	0,288
	Am. 2	0,321	0,333	0,330	0,284
	Am. 3	0,316	0,329	0,330	0,284
	Média	0,317	0,329	0,330	0,285
	U	0,009	0,009	0,001	0,005
1	Am. 1	0,349	0,366	0,370	0,323
	Am. 2	0,354	0,374	0,375	0,327
	Am. 3	0,351	0,371	0,372	0,318
	Média	0,351	0,370	0,372	0,323
	U	0,006	0,010	0,007	0,011
1,1	Am. 1	0,361	0,377	0,368	0,326
	Am. 2	0,362	0,385	0,379	0,329
	Am. 3	0,368	0,383	0,377	0,323
	Média	0,364	0,382	0,375	0,326
	U	0,009	0,010	0,015	0,008
1,2	Am. 1	0,362	0,378	0,363	0,326
	Am. 2	0,358	0,380	0,375	0,329
	Am. 3	0,365	0,377	0,374	0,330
	Média	0,362	0,378	0,371	0,328
	U	0,009	0,005	0,017	0,005
1,3	Am. 1	0,352	0,363	0,353	0,335
	Am. 2	0,347	0,367	0,358	0,336
	Am. 3	0,356	0,363	0,365	0,336
	Média	0,352	0,364	0,359	0,336
	U	0,011	0,007	0,016	0,002

Tabela A21 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para a eficiência de conversão de combustível do experimento 1 (2000 rpm, plena carga e MBT).

Tukey - Ef. de conv. de comb, 2000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,1	I - II	Sim
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,2	I - II	Sim
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,3	I - II	Sim
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim

Tabela A22 - ANOVA da eficiência de conversão de combustível (experimento 1: 3000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	0,0134	4	0,00336	150,44	2,61
Tipo de combustível	0,0220	3	0,00732	327,78	2,84
Interação	0,0017	12	0,00014	6,45	2,00
Resíduo (erro)	0,0009	40	0,00002		
Total	0,0380	59			

Tabela A23 - Valores de eficiência de conversão de combustível do motor obtidos no experimento 1 a 3000 rpm, plena carga e MBT.

Eficiência de conversão de combustível					
Fator λ	Amostras,	Tipo de combustível			
	médias e U	E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	0,329	0,333	0,334	0,299
	Am. 2	0,325	0,342	0,333	0,300
	Am. 3	0,326	0,337	0,333	0,299
	Média	0,327	0,337	0,333	0,299
	U	0,005	0,011	0,001	0,002
1	Am. 1	0,362	0,375	0,369	0,331
	Am. 2	0,359	0,374	0,372	0,332
	Am. 3	0,361	0,377	0,373	0,332
	Média	0,361	0,375	0,371	0,332
	U	0,004	0,004	0,005	0,001
1,1	Am. 1	0,379	0,378	0,382	0,332
	Am. 2	0,368	0,375	0,379	0,335
	Am. 3	0,380	0,378	0,377	0,331
	Média	0,376	0,377	0,379	0,333
	U	0,017	0,004	0,006	0,005
1,2	Am. 1	0,378	0,381	0,377	0,313
	Am. 2	0,361	0,371	0,377	0,312
	Am. 3	0,384	0,384	0,375	0,310
	Média	0,374	0,379	0,376	0,312
	U	0,029	0,016	0,003	0,004
1,3	Am. 1	0,370	0,360	0,374	0,328
	Am. 2	0,348	0,361	0,376	0,328
	Am. 3	0,365	0,369	0,371	0,326
	Média	0,361	0,364	0,374	0,327
	U	0,029	0,013	0,006	0,003

Tabela A24 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para a eficiência de conversão de combustível do experimento 1 (3000 rpm, plena carga e MBT).

SME -Tukey - Ef. de conv. de comb, 3000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Sim
	I -III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1	I - II	Sim
	I -III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,1	I - II	Não
	I -III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,2	I - II	Não
	I -III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
1,3	I - II	Não
	I -III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim

Tabela A25 - ANOVA da emissão de *CO* (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	87,16	4	21,79	4338,95	2,61
Tipo de combustível	0,07	3	0,02	4,37	2,84
Interação	0,13	12	0,01	2,10	2,00
Resíduo (erro)	0,20	40	0,01		
Total	87,55	59			

Tabela A26 - Valores de emissão de *CO* obtidos no experimento 1 a 2000 rpm, plena carga e MBT.

<i>CO</i> [%]					
Fator λ	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	2,97	3,30	3,07	3,09
	Am. 2	3,35	3,24	3,06	3,01
	Am. 3	2,91	3,46	3,13	3,27
	Média	3,08	3,33	3,09	3,12
	U	0,59	0,28	0,09	0,33
1	Am. 1	0,33	0,36	0,19	0,32
	Am. 2	0,34	0,39	0,29	0,25
	Am. 3	0,28	0,49	0,19	0,27
	Média	0,32	0,41	0,22	0,28
	U	0,08	0,17	0,14	0,09
1,1	Am. 1	0,11	0,08	0,09	0,10
	Am. 2	0,12	0,09	0,09	0,09
	Am. 3	0,12	0,10	0,09	0,10
	Média	0,12	0,09	0,09	0,10
	U	0,01	0,02	0,01	0,01
1,2	Am. 1	0,10	0,09	0,08	0,09
	Am. 2	0,14	0,09	0,09	0,09
	Am. 3	0,11	0,10	0,09	0,10
	Média	0,12	0,09	0,09	0,09
	U	0,05	0,01	0,01	0,01
1,3	Am. 1	0,11	0,08	0,08	0,08
	Am. 2	0,12	0,09	0,09	0,08
	Am. 3	0,09	0,10	0,09	0,09
	Média	0,11	0,09	0,09	0,08
	U	0,04	0,02	0,01	0,01

Tabela A27 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para a emissão de CO do experimento 1 (2000 rpm, plena carga e MBT).

Tukey - CO, 2000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Sim
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1,1	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1,2	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1,3	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não

Tabela A28 - ANOVA da emissão de *CO* (experimento 1: 3000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	92,97	4	23,24	1435,29	2,61
Tipo de combustível	0,06	3	0,02	1,17	2,84
Interação	0,21	12	0,02	1,09	2,00
Resíduo (erro)	0,65	40	0,02		
Total	93,88	59			

Tabela A29 - Valores de emissão de *CO* obtidos no experimento 1 a 3000 rpm, plena carga e MBT.

		<i>CO</i> [%]			
Fator λ	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	3,03	3,28	2,78	3,42
	Am. 2	3,57	3,38	3,44	3,37
	Am. 3	2,80	3,45	3,45	3,55
	Média	3,13	3,37	3,22	3,45
	U	0,98	0,21	0,95	0,23
1	Am. 1	0,57	0,32	0,29	0,41
	Am. 2	0,51	0,33	0,33	0,42
	Am. 3	0,51	0,40	0,32	0,44
	Média	0,53	0,35	0,31	0,42
	U	0,09	0,11	0,05	0,04
1,1	Am. 1	0,14	0,12	0,10	0,13
	Am. 2	0,13	0,12	0,11	0,14
	Am. 3	0,13	0,12	0,12	0,14
	Média	0,13	0,12	0,11	0,14
	U	0,01	0,01	0,02	0,01
1,2	Am. 1	0,15	0,12	0,10	0,16
	Am. 2	0,13	0,12	0,11	0,15
	Am. 3	0,13	0,12	0,11	0,16
	Média	0,14	0,12	0,11	0,16
	U	0,03	0,01	0,01	0,01
1,3	Am. 1	0,11	0,12	0,10	0,13
	Am. 2	0,12	0,11	0,10	0,12
	Am. 3	0,11	0,11	0,11	0,13
	Média	0,11	0,11	0,10	0,13
	U	0,01	0,01	0,01	0,01

Tabela A30 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do procedimento de Tukey para análise das médias dos níveis do fator λ , considerando os dados de emissão de *CO* (experimento 1: 3000 rpm, plena carga e MBT).

Procedimento de Tukey para o fator λ ($\alpha = 0,05$) - Emissão de <i>CO</i> , 3000 rpm, 100%, MBT		
Níveis	Fatores λ	Médias dos Níveis
I	0,9	3,29
II	1	0,40
III	1,1	0,13
IV	1,2	0,13
V	1,3	0,11
k (número de níveis do tratamento em estudo)		5
ka (número de níveis do tratamento A)		5
kb (número de níveis do tratamento B)		4
n		15
$Q_{0,05,k,df} = Q_{0,05,5,40}$ (Anexo D)		4,04
$df = ka*kb*(n-1) = GL$ dos resíduos (erro) da anova		
QME (MQE da ANOVA)		0,02
$w = Q_{0,05,k,[ka*kb*(n-1)]}*(QME/n)^{0,5}$		0,15
Diferenças absolutas entre as médias dos	Níveis	Níveis diferem entre
	níveis	si
I - II	2,89	VERDADEIRO
I - III	3,17	VERDADEIRO
I - IV	3,16	VERDADEIRO
I - V	3,18	VERDADEIRO
II - III	0,28	VERDADEIRO
II - IV	0,27	VERDADEIRO
II - V	0,29	VERDADEIRO
III - IV	0,01	FALSO
III - V	0,01	FALSO
IV - V	0,02	FALSO

Tabela A31- ANOVA da emissão de *HC* do motor (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	69743,33	4	17435,83	7,67	2,61
Tipo de combustível	389878,98	3	129959,66	57,17	2,84
Interação	19533,60	12	1627,80	0,72	2,00
Resíduo (erro)	90923,33	40	2273,08		
Total	570079,25	59			

Tabela A32 - Valores de emissão de *HC* do motor obtidos no experimento 1 a 2000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	Emissão de <i>HC</i> [ppm]				
	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	537	365	411	344
	Am. 2	511	369	371	369
	Am. 3	688	398	349	329
	Média	579	377	377	347
	U	237	45	78	50
1	Am. 1	406	333	352	285
	Am. 2	404	324	340	302
	Am. 3	660	345	331	267
	Média	490	334	341	285
	U	366	26	26	43
1,1	Am. 1	350	313	324	233
	Am. 2	406	308	314	248
	Am. 3	462	347	318	220
	Média	406	323	319	234
	U	139	53	12	35
1,2	Am. 1	427	349	313	225
	Am. 2	480	319	301	242
	Am. 3	532	298	323	216
	Média	480	322	312	228
	U	130	64	27	33
1,3	Am. 1	481	364	331	266
	Am. 2	476	278	374	289
	Am. 3	546	285	321	256
	Média	501	309	342	270
	U	97	119	70	42

Tabela A33 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do procedimento de Tukey para análise das médias dos níveis do fator λ , considerando os dados de emissão de *HC* (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Tukey para o fator λ ($\alpha = 0,05$) - Emissão de HC, 2000 rpm, 100%, MBT		
Níveis	Fatores λ	Médias dos Níveis
I	0,9	420,08
II	1	362,42
III	1,1	320,25
IV	1,2	335,42
V	1,3	355,58
k (número de níveis do tratamento em estudo)		5
ka (número de níveis do tratamento A)		5
kb (número de níveis do tratamento B)		4
n		15
$Q_{0,05,k,df} = Q_{0,05,5,40}$ (Anexo D)		4,04
$df = ka*kb*(n-1) = GL$ dos resíduos (erro) da anova		
QME (MQE da ANOVA)		2273,08
$w = Q_{0,05,k,[ka*kb*(n-1)]}*(QME/n)^{0,5}$		49,73
Diferenças absolutas entre as médias dos		Níveis diferem
Níveis	níveis	entre si
I - II	57,67	VERDADEIRO
I - III	99,83	VERDADEIRO
I - IV	84,67	VERDADEIRO
I - V	64,50	VERDADEIRO
II - III	42,17	FALSO
II - IV	27,00	FALSO
II - V	6,83	FALSO
III - IV	15,17	FALSO
III - V	35,33	FALSO
IV - V	20,17	FALSO

Tabela A34 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do procedimento de Tukey para análise das médias dos níveis do fator λ , considerando os dados de emissão de HC (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Tukey para o tipo de combustível ($\alpha = 0,05$) - Emissão de HC, 2000 rpm, 100%, MBT		
Níveis	Fator Tipo de Combustível	Médias dos Níveis
I	E100	491,07
II	E70	333,00
III	E56	338,20
IV	E26	272,73
k (número de níveis do tratamento em estudo)		4
ka (número de níveis do tratamento A)		4
kb (número de níveis do tratamento B)		5
n		12
Q0,05,k,df = Q0,05,4,40 (Anexo D)		3,79
df = ka*kb*(n-1) = GL dos resíduos (erro) da anova		
QME (MQE da ANOVA)		2273,08
w = Q0,05,k,[ka*kb*(n-1)]*(QME/n)^0,5		52,16
Níveis	Diferenças absolutas entre as médias dos níveis	Níveis diferem entre si
I - II	158,07	VERDADEIRO
I - III	152,87	VERDADEIRO
I - IV	218,33	VERDADEIRO
II - III	5,20	FALSO
II - IV	60,27	VERDADEIRO
III - IV	65,47	VERDADEIRO

Tabela A35 - ANOVA da emissão de HC do motor (experimento 1: 3000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	78727,93	4	19681,98	38,47	2,61
Tipo de combustível	123789,78	3	41263,26	80,66	2,84
Interação	29203,80	12	2433,65	4,76	2,00
Resíduo (erro)	20462,67	40	511,57		
Total	252184,18	59			

Tabela A36 - Valores de emissão de *HC* do motor obtidos no experimento 1 a 3000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	<i>HC</i> [ppm]				
	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	373	313	328	296
	Am. 2	385	297	317	315
	Am. 3	330	355	326	313
	Média	363	322	324	308
	U	72	74	15	26
1	Am. 1	348	275	292	206
	Am. 2	308	225	289	244
	Am. 3	274	293	306	239
	Média	310	264	296	230
	U	92	87	23	51
1,1	Am. 1	340	230	223	145
	Am. 2	306	209	235	172
	Am. 3	241	241	251	167
	Média	296	227	236	161
	U	125	40	35	36
1,2	Am. 1	347	272	240	140
	Am. 2	331	285	251	150
	Am. 3	304	261	255	138
	Média	327	273	249	143
	U	54	30	19	16
1,3	Am. 1	425	313	281	224
	Am. 2	368	338	281	208
	Am. 3	419	307	281	217
	Média	404	319	281	216
	U	78	41	1	20

Tabela A37 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para a emissão de HC do experimento 1 (3000 rpm, plena carga e MBT).

SME - Tukey - HC, 3000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Não
1,1	III - IV	Não
	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Sim
	II - III	Não
1,2	II - IV	Não
	III - IV	Sim
	I - II	Sim
	I - III	Sim
	I - IV	Sim
1,3	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim
	I - II	Sim
	I - III	Sim
1,3	I - IV	Sim
	II - III	Não
	II - IV	Sim
	III - IV	Sim

Tabela A38 - ANOVA da emissão de CO_2 (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	97,41	4	24,35	901,92	2,61
Tipo de combustível	0,02	3	0,01	0,25	2,84
Interação	0,88	12	0,07	2,72	2,00
Resíduo (erro)	1,08	40	0,03		
Total	99,39	59			

Tabela A39 - Valores de emissão de CO_2 obtidos no experimento 1 a 2000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	CO_2 [%]				
	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	13,2	13,0	13,1	12,9
	Am. 2	13,1	13,0	13,1	13,0
	Am. 3	13,4	12,9	13,1	13,1
	Média	13,2	13,0	13,1	13,0
	U	0,4	0,1	0,1	0,2
1	Am. 1	14,4	14,4	14,4	14,3
	Am. 2	14,6	14,4	14,4	14,4
	Am. 3	14,2	14,5	14,3	14,5
	Média	14,4	14,4	14,4	14,4
	U	0,5	0,1	0,1	0,2
1,1	Am. 1	13,3	13,0	13,3	12,8
	Am. 2	13,4	13,3	13,4	13,0
	Am. 3	13,0	13,4	13,4	13,2
	Média	13,2	13,2	13,4	13,0
	U	0,5	0,5	0,1	0,5
1,2	Am. 1	11,9	11,6	11,5	12,0
	Am. 2	11,9	11,9	11,9	12,1
	Am. 3	11,9	12,0	11,8	12,3
	Média	11,9	11,8	11,7	12,1
	U	0,1	0,5	0,5	0,4
1,3	Am. 1	10,7	10,5	10,9	10,7
	Am. 2	10,5	10,7	10,6	10,8
	Am. 3	10,0	10,8	10,6	11,0
	Média	10,4	10,7	10,7	10,8
	U	0,9	0,4	0,4	0,4

Tabela A40 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do procedimento de Tukey para análise das médias dos níveis do fator λ , considerando os dados de emissão de CO_2 (experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT).

Procedimento de Tukey para o fator λ ($\alpha = 0,05$) - Experimento 1: 2000 rpm, plena carga e MBT		
Níveis	Fatores λ	Médias dos Níveis
I	0,9	13,08
II	1	14,40
III	1,1	13,21
IV	1,2	11,90
V	1,3	10,65
k (número de níveis do tratamento em estudo)		5
ka (número de níveis do tratamento A)		5
kb (número de níveis do tratamento B)		4
n		15
$Q_{0,05,k,df} = Q_{0,05,5,40}$ (Anexo D)		4,04
$df = ka*kb*(n-1) = GL$ dos resíduos (erro) da anova		
QME (MQE da ANOVA)		0,03
$w = Q_{0,05,k,[ka*kb*(n-1)]}*(QME/n)^{0,5}$		0,19
Níveis	Diferenças absolutas entre as médias dos níveis	Níveis diferem entre si
I - II	1,33	VERDADEIRO
I - III	0,13	FALSO
I - IV	1,18	VERDADEIRO
I - V	2,43	VERDADEIRO
II - III	1,19	VERDADEIRO
II - IV	2,50	VERDADEIRO
II - V	3,75	VERDADEIRO
III - IV	1,31	VERDADEIRO
III - V	2,56	VERDADEIRO
IV - V	1,25	VERDADEIRO

Tabela A41 - ANOVA da emissão de CO_2 (experimento 1: 3000 rpm, plena carga e MBT)

Fonte de variação	SQs	GL	MQs	F	F crítico
Fator λ	97,91	4	24,48	1027,02	2,61
Tipo de combustível	0,67	3	0,22	9,33	2,84
Interação	0,58	12	0,05	2,01	2,00
Resíduo (erro)	0,95	40	0,02		
Total	100,11	59			

Tabela A42 - Valores de emissão de CO_2 obtidos no experimento 1 a 3000 rpm, plena carga e MBT.

Fator λ	CO_2 [%]				
	Amostras, médias e U	Tipo de combustível			
		E100	E70	E56	E26
0,9	Am. 1	13,4	13,1	13,2	12,7
	Am. 2	13,0	12,8	12,8	12,6
	Am. 3	13,3	12,9	12,9	12,8
	Média	13,2	12,9	13,0	12,7
	U	0,5	0,4	0,5	0,2
1	Am. 1	14,7	14,5	14,4	14,3
	Am. 2	14,6	14,5	14,4	14,1
	Am. 3	14,4	14,5	14,4	14,5
	Média	14,6	14,5	14,4	14,3
	U	0,4	0,1	0,1	0,5
1,1	Am. 1	13,7	13,3	13,0	13,0
	Am. 2	13,6	13,4	13,0	12,8
	Am. 3	13,3	13,4	13,1	13,2
	Média	13,5	13,4	13,0	13,0
	U	0,5	0,1	0,1	0,5
1,2	Am. 1	12,2	11,7	11,8	11,8
	Am. 2	11,9	11,9	11,8	11,5
	Am. 3	11,7	11,8	11,9	11,9
	Média	11,9	11,8	11,8	11,7
	U	0,6	0,2	0,1	0,5
1,3	Am. 1	10,6	10,6	10,6	10,8
	Am. 2	10,9	10,7	10,6	10,6
	Am. 3	10,5	10,7	10,8	10,9
	Média	10,7	10,7	10,7	10,8
	U	0,5	0,1	0,3	0,4

Tabela A43 - Resumo dos resultados obtidos com a aplicação do método SME - Tukey para a emissão de CO_2 do experimento 1 (3000 rpm, plena carga e MBT).

SME - Tukey - CO_2 , 3000 rpm, 100%, MBT		
Nível I		E100
Nível II		E70
Nível III		E56
Nível IV		E26
Fator Lambda	Níveis	Diferem entre si
0,9	I - II	Sim
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1,1	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1,2	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não
1,3	I - II	Não
	I - III	Não
	I - IV	Não
	II - III	Não
	II - IV	Não
	III - IV	Não

A3. ALGORITMO PARA ANÁLISE DOS DADOS EXPERIMENTAIS

```
% Entrada de dados:
clear all
clc
format long g
[nome,diretorio]=uigetfile('*.txt');
arquivo=[diretorio nome];
disp('Arquivo carregado:')
```



```

disp(arquivo)
[a,b,c,d,e,f,g]=textread(uigetfile('* .txt'));
% a=rotação ideal; b=abertura da válvula borboleta; c=fator lambda;
% d=variável em estudo para o combustível E100; e=variável em estudo para o
% combustível E60; f=variável em estudo para o combustível E40; g=variável
% em estudo para o combustível E0
vee=[d e f g];
vee_2000_100_todos_lambdas=vee(31:45,1:end);
% Análise de variância para os dois tratamentos
% (lambda e tipo de combustível)
[p_vee_2000_100_todos_lambdas,anova_vee_2000_100_todos_lambdas,...
 stats_vee_2000_100_todos_lambdas]=...
 anova2(vee_2000_100_todos_lambdas,3,'off');
figure(1)
% Gráfico do teste de Tukey-Kramer para as colunas
[c_vee_2000_100_todos_lambdas_comb,m_vee_2000_100_todos_lambdas_comb,...
 h_vee_2000_100_todos_lambdas_comb,...
 nms_vee_2000_100_todos_lambdas_comb]=...
 multcompare(stats_vee_2000_100_todos_lambdas,'alpha',...
 0.05,'ctype','tukey-kramer');
figure(2)
% Gráfico do teste de Tukey-Kramer para as linhas
[c_vee_2000_100_todos_lambdas_lambda,m_vee_2000_100_todos_lambdas_lambda,...
 h_vee_2000_100_todos_lambdas_lambda,...
 nms_vee_2000_100_todos_lambdas_lambda]=...
 multcompare(stats_vee_2000_100_todos_lambdas,'alpha',0.05,'ctype',...
 'tukey-kramer','estimate','row');
vee_2000_100_0_9=vee(31:33,1:end);
% Calcular a incerteza expandida ( $U = k * u$ )
media_vee_2000_100_0_9=mean(vee_2000_100_0_9);
std_vee_2000_100_0_9=std(vee_2000_100_0_9);
var_amostral_vee_2000_100_0_9=std_vee_2000_100_0_9.^2;
var_experimental_vee_2000_100_0_9=var_amostral_vee_2000_100_0_9/...
 (length(vee_2000_100_0_9(:,1))));
u_vee_2000_100_0_9=var_experimental_vee_2000_100_0_9.^0.5;
U_vee_2000_100_0_9=u_vee_2000_100_0_9*4.30;
% Análise de variância para cada fator lambda
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_2000_100_0_9,anova_vee_2000_100_0_9,stats_vee_2000_100_0_9]=...
 anova1(vee_2000_100_0_9,group,'off');
figure(3)
[c_vee_2000_100_0_9_comb,m_vee_2000_100_0_9_comb,h_vee_2000_100_0_9_comb,...
 nms_vee_2000_100_0_9_comb]=multcompare(stats_vee_2000_100_0_9,...
 'alpha',0.05,'ctype','tukey-kramer');
vee_2000_100_0_9(4,:)=media_vee_2000_100_0_9;
vee_2000_100_0_9(5,:)=U_vee_2000_100_0_9;
vee_2000_100_1_0=vee(34:36,1:end);
media_vee_2000_100_1_0=mean(vee_2000_100_1_0);
std_vee_2000_100_1_0=std(vee_2000_100_1_0);
var_amostral_vee_2000_100_1_0=std_vee_2000_100_1_0.^2;
var_experimental_vee_2000_100_1_0=var_amostral_vee_2000_100_1_0/...
 (length(vee_2000_100_1_0(:,1))));
u_vee_2000_100_1_0=var_experimental_vee_2000_100_1_0.^0.5;
U_vee_2000_100_1_0=u_vee_2000_100_1_0*4.30;
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_2000_100_1_0,anova_vee_2000_100_1_0,stats_vee_2000_100_1_0]=...
 anova1(vee_2000_100_1_0,group,'off');
figure(4)
[c_vee_2000_100_1_0_comb,m_vee_2000_100_1_0_comb,h_vee_2000_100_1_0_comb,...
 nms_vee_2000_100_1_0_comb]=multcompare(stats_vee_2000_100_1_0,...
 'alpha',0.05,'ctype','tukey-kramer');
vee_2000_100_1_0(4,:)=media_vee_2000_100_1_0;
vee_2000_100_1_0(5,:)=U_vee_2000_100_1_0;
vee_2000_100_1_1=vee(37:39,1:end);
media_vee_2000_100_1_1=mean(vee_2000_100_1_1);
std_vee_2000_100_1_1=std(vee_2000_100_1_1);
var_amostral_vee_2000_100_1_1=std_vee_2000_100_1_1.^2;
var_experimental_vee_2000_100_1_1=var_amostral_vee_2000_100_1_1/...
 (length(vee_2000_100_1_1(:,1))));
u_vee_2000_100_1_1=var_experimental_vee_2000_100_1_1.^0.5;
U_vee_2000_100_1_1=u_vee_2000_100_1_1*4.30;
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_2000_100_1_1,anova_vee_2000_100_1_1,stats_vee_2000_100_1_1]=...
 anova1(vee_2000_100_1_1,group,'off');
figure(5)
[c_vee_2000_100_1_1_comb,m_vee_2000_100_1_1_comb,...

```

```

h_vee_2000_100_1_1_comb,nms_vee_2000_100_1_1_comb] = ...
multcompare(stats_vee_2000_100_1_1,'alpha', 0.05,'ctype',...
'tukey-kramer');
vee_2000_100_1_1(4,:)=media_vee_2000_100_1_1;
vee_2000_100_1_1(5,:)=U_vee_2000_100_1_1;
vee_2000_100_1_2=vee(40:42,1:end);
media_vee_2000_100_1_2=mean(vee_2000_100_1_2);
std_vee_2000_100_1_2=std(vee_2000_100_1_2);
var_amostral_vee_2000_100_1_2=std_vee_2000_100_1_2.^2;
var_experimental_vee_2000_100_1_2=var_amostral_vee_2000_100_1_2./...
(length(vee_2000_100_1_2(:,1)));
u_vee_2000_100_1_2=var_experimental_vee_2000_100_1_2.^0.5;
U_vee_2000_100_1_2=u_vee_2000_100_1_2.*4.30;
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_2000_100_1_2,anova_vee_2000_100_1_2,stats_vee_2000_100_1_2]=...
anova1(vee_2000_100_1_2,group,'off');
figure(6)
[c_vee_2000_100_1_2_comb,m_vee_2000_100_1_2_comb,...
h_vee_2000_100_1_2_comb,nms_vee_2000_100_1_2_comb] =...
multcompare(stats_vee_2000_100_1_2,'alpha', 0.05,'ctype',...
'tukey-kramer');
vee_2000_100_1_2(4,:)=media_vee_2000_100_1_2;
vee_2000_100_1_2(5,:)=U_vee_2000_100_1_2;
vee_2000_100_1_3=vee(43:45,1:end);
media_vee_2000_100_1_3=mean(vee_2000_100_1_3);
std_vee_2000_100_1_3=std(vee_2000_100_1_3);
var_amostral_vee_2000_100_1_3=std_vee_2000_100_1_3.^2;
var_experimental_vee_2000_100_1_3=var_amostral_vee_2000_100_1_3./...
(length(vee_2000_100_1_3(:,1)));
u_vee_2000_100_1_3=var_experimental_vee_2000_100_1_3.^0.5;
U_vee_2000_100_1_3=u_vee_2000_100_1_3.*4.30;
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_2000_100_1_3,anova_vee_2000_100_1_3,stats_vee_2000_100_1_3]=...
anova1(vee_2000_100_1_3,group,'off');
figure(7)
[c_vee_2000_100_1_3_comb,m_vee_2000_100_1_3_comb,...
h_vee_2000_100_1_3_comb,nms_vee_2000_100_1_3_comb] =...
multcompare(stats_vee_2000_100_1_3,'alpha', 0.05,'ctype',...
'tukey-kramer');
vee_2000_100_1_3(4,:)=media_vee_2000_100_1_3;
vee_2000_100_1_3(5,:)=U_vee_2000_100_1_3;
% VEE: 3000 rpm e 100%
vee_3000_100_todos_lambdas=vee(46:60,1:end);
% Análise de variância para os dois tratamentos
% (lambda e tipo de combustível)
[p_vee_3000_100_todos_lambdas,anova_vee_3000_100_todos_lambdas,...
stats_vee_3000_100_todos_lambdas]=...
anova2(vee_3000_100_todos_lambdas,3,'off');
figure(8)
% Gráfico do teste de Tukey-Kramer para as colunas
[c_vee_3000_100_todos_lambdas_comb,m_vee_3000_100_todos_lambdas_comb,...
h_vee_3000_100_todos_lambdas_comb,...
nms_vee_3000_100_todos_lambdas_comb] = ...
multcompare(stats_vee_3000_100_todos_lambdas,'alpha',...
0.05,'ctype','tukey-kramer');
figure(9)
% Gráfico do teste de Tukey-Kramer para as linhas
[c_vee_3000_100_todos_lambdas_lambda,m_vee_3000_100_todos_lambdas_lambda,...
h_vee_3000_100_todos_lambdas_lambda,...
nms_vee_3000_100_todos_lambdas_lambda] = ...
multcompare(stats_vee_3000_100_todos_lambdas,'alpha', 0.05,'ctype',...
'tukey-kramer','estimate','row');
vee_3000_100_0_9=vee(46:48,1:end);
% Calcular a incerteza expandida (U = k * u)
media_vee_3000_100_0_9=mean(vee_3000_100_0_9);
std_vee_3000_100_0_9=std(vee_3000_100_0_9);
var_amostral_vee_3000_100_0_9=std_vee_3000_100_0_9.^2;
var_experimental_vee_3000_100_0_9=var_amostral_vee_3000_100_0_9./...
(length(vee_3000_100_0_9(:,1)));
u_vee_3000_100_0_9=var_experimental_vee_3000_100_0_9.^0.5;
U_vee_3000_100_0_9=u_vee_3000_100_0_9.*4.30;
% Análise de variância para cada fator lambda
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_3000_100_0_9,anova_vee_3000_100_0_9,stats_vee_3000_100_0_9]=...
anova1(vee_3000_100_0_9,group,'off');
figure(10)

```

```

[c_vee_3000_100_0_9_comb,m_vee_3000_100_0_9_comb,h_vee_3000_100_0_9_comb,...
 nms_vee_3000_100_0_9_comb] = multcompare(stats_vee_3000_100_0_9,...
 'alpha', 0.05,'ctype','tukey-kramer');
vee_3000_100_0_9(4,:)=media_vee_3000_100_0_9;
vee_3000_100_0_9(5,:)=U_vee_3000_100_0_9;
vee_3000_100_1_0=vee(49:51,1:end);
media_vee_3000_100_1_0=mean(vee_3000_100_1_0);
std_vee_3000_100_1_0=std(vee_3000_100_1_0);
var_amostral_vee_3000_100_1_0=std_vee_3000_100_1_0.^2;
var_experimental_vee_3000_100_1_0=var_amostral_vee_3000_100_1_0./...
 (length(vee_3000_100_1_0(:,1)));
u_vee_3000_100_1_0=var_experimental_vee_3000_100_1_0.^0.5;
U_vee_3000_100_1_0=u_vee_3000_100_1_0.*4.30;
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_3000_100_1_0,anova_vee_3000_100_1_0,stats_vee_3000_100_1_0]=...
 anova1(vee_3000_100_1_0,group,'off');
figure(11)
[c_vee_3000_100_1_0_comb,m_vee_3000_100_1_0_comb,h_vee_3000_100_1_0_comb,...
 nms_vee_3000_100_1_0_comb] = multcompare(stats_vee_3000_100_1_0,...
 'alpha', 0.05,'ctype','tukey-kramer');
vee_3000_100_1_0(4,:)=media_vee_3000_100_1_0;
vee_3000_100_1_0(5,:)=U_vee_3000_100_1_0;
vee_3000_100_1_1=vee(52:54,1:end);
media_vee_3000_100_1_1=mean(vee_3000_100_1_1);
std_vee_3000_100_1_1=std(vee_3000_100_1_1);
var_amostral_vee_3000_100_1_1=std_vee_3000_100_1_1.^2;
var_experimental_vee_3000_100_1_1=var_amostral_vee_3000_100_1_1./...
 (length(vee_3000_100_1_1(:,1)));
u_vee_3000_100_1_1=var_experimental_vee_3000_100_1_1.^0.5;
U_vee_3000_100_1_1=u_vee_3000_100_1_1.*4.30;
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_3000_100_1_1,anova_vee_3000_100_1_1,stats_vee_3000_100_1_1]=...
 anova1(vee_3000_100_1_1,group,'off');
figure(12)
[c_vee_3000_100_1_1_comb,m_vee_3000_100_1_1_comb,...
 h_vee_3000_100_1_1_comb,nms_vee_3000_100_1_1_comb] = ...
 multcompare(stats_vee_3000_100_1_1,'alpha', 0.05,'ctype',...
 'tukey-kramer');
vee_3000_100_1_1(4,:)=media_vee_3000_100_1_1;
vee_3000_100_1_1(5,:)=U_vee_3000_100_1_1;
vee_3000_100_1_2=vee(55:57,1:end);
media_vee_3000_100_1_2=mean(vee_3000_100_1_2);
std_vee_3000_100_1_2=std(vee_3000_100_1_2);
var_amostral_vee_3000_100_1_2=std_vee_3000_100_1_2.^2;
var_experimental_vee_3000_100_1_2=var_amostral_vee_3000_100_1_2./...
 (length(vee_3000_100_1_2(:,1)));
u_vee_3000_100_1_2=var_experimental_vee_3000_100_1_2.^0.5;
U_vee_3000_100_1_2=u_vee_3000_100_1_2.*4.30;
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_3000_100_1_2,anova_vee_3000_100_1_2,stats_vee_3000_100_1_2]=...
 anova1(vee_3000_100_1_2,group,'off');
figure(13)
[c_vee_3000_100_1_2_comb,m_vee_3000_100_1_2_comb,...
 h_vee_3000_100_1_2_comb,nms_vee_3000_100_1_2_comb] =...
 multcompare(stats_vee_3000_100_1_2,'alpha', 0.05,'ctype',...
 'tukey-kramer');
vee_3000_100_1_2(4,:)=media_vee_3000_100_1_2;
vee_3000_100_1_2(5,:)=U_vee_3000_100_1_2;
vee_3000_100_1_3=vee(58:60,1:end);
media_vee_3000_100_1_3=mean(vee_3000_100_1_3);
std_vee_3000_100_1_3=std(vee_3000_100_1_3);
var_amostral_vee_3000_100_1_3=std_vee_3000_100_1_3.^2;
var_experimental_vee_3000_100_1_3=var_amostral_vee_3000_100_1_3./...
 (length(vee_3000_100_1_3(:,1)));
u_vee_3000_100_1_3=var_experimental_vee_3000_100_1_3.^0.5;
U_vee_3000_100_1_3=u_vee_3000_100_1_3.*4.30;
group=[{'E100'}, {'E70'}, {'E56'}, {'E26'}];
[p_vee_3000_100_1_3,anova_vee_3000_100_1_3,stats_vee_3000_100_1_3]=...
 anova1(vee_3000_100_1_3,group,'off');
figure(14)
[c_vee_3000_100_1_3_comb,m_vee_3000_100_1_3_comb,...
 h_vee_3000_100_1_3_comb,nms_vee_3000_100_1_3_comb] =...
 multcompare(stats_vee_3000_100_1_3,'alpha', 0.05,'ctype',...
 'tukey-kramer');
vee_3000_100_1_3(4,:)=media_vee_3000_100_1_3;
vee_3000_100_1_3(5,:)=U_vee_3000_100_1_3;

```

```

% Gráficos
% 2000 rpm; 100%
% E100 (média: círculo verde)
medias_lambdas_2000_100_E100=[vee_2000_100_0_9(4,1),...
    vee_2000_100_1_0(4,1),vee_2000_100_1_1(4,1),...
    vee_2000_100_1_2(4,1),vee_2000_100_1_3(4,1)];
i_inf_lambdas_2000_100_E100=[vee_2000_100_0_9(4,1)...
    -vee_2000_100_0_9(5,1),vee_2000_100_1_0(4,1)-...
    vee_2000_100_1_0(5,1),vee_2000_100_1_1(4,1)-...
    vee_2000_100_1_1(5,1),vee_2000_100_1_2(4,1)-...
    vee_2000_100_1_2(5,1),vee_2000_100_1_3(4,1)-vee_2000_100_1_3(5,1)];
i_sup_lambdas_2000_100_E100=[vee_2000_100_0_9(4,1)+...
    vee_2000_100_0_9(5,1),vee_2000_100_1_0(4,1)+vee_2000_100_1_0(5,1),...
    vee_2000_100_1_1(4,1)+vee_2000_100_1_1(5,1),vee_2000_100_1_2(4,1)+...
    vee_2000_100_1_2(5,1),vee_2000_100_1_3(4,1)+vee_2000_100_1_3(5,1)];
% Obter os intervalos de confiança para cada fator lambda
ic_2000_100_E100_0_9=[i_inf_lambdas_2000_100_E100(1,1) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E100(1,1)];
ic_2000_100_E100_1_0=[i_inf_lambdas_2000_100_E100(1,2) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E100(1,2)];
ic_2000_100_E100_1_1=[i_inf_lambdas_2000_100_E100(1,3) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E100(1,3)];
ic_2000_100_E100_1_2=[i_inf_lambdas_2000_100_E100(1,4) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E100(1,4)];
ic_2000_100_E100_1_3=[i_inf_lambdas_2000_100_E100(1,5) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E100(1,5)];
% E70 (média: quadrado azul)
medias_lambdas_2000_100_E70=[vee_2000_100_0_9(4,2),...
    vee_2000_100_1_0(4,2),vee_2000_100_1_1(4,2),vee_2000_100_1_2(4,2),...
    vee_2000_100_1_3(4,2)];
i_inf_lambdas_2000_100_E70=[vee_2000_100_0_9(4,2)-vee_2000_100_0_9(5,2),...
    vee_2000_100_1_0(4,2)-vee_2000_100_1_0(5,2),vee_2000_100_1_1(4,2)-...
    vee_2000_100_1_1(5,2),vee_2000_100_1_2(4,2)-vee_2000_100_1_2(5,2),...
    vee_2000_100_1_3(4,2)-vee_2000_100_1_3(5,2)];
i_sup_lambdas_2000_100_E70=[vee_2000_100_0_9(4,2)+vee_2000_100_0_9(5,2),...
    vee_2000_100_1_0(4,2)+vee_2000_100_1_0(5,2),vee_2000_100_1_1(4,2)+...
    vee_2000_100_1_1(5,2),vee_2000_100_1_2(4,2)+vee_2000_100_1_2(5,2),...
    vee_2000_100_1_3(4,2)+vee_2000_100_1_3(5,2)];
ic_2000_100_E70_0_9=[i_inf_lambdas_2000_100_E70(1,1) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E70(1,1)];
ic_2000_100_E70_1_0=[i_inf_lambdas_2000_100_E70(1,2) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E70(1,2)];
ic_2000_100_E70_1_1=[i_inf_lambdas_2000_100_E70(1,3) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E70(1,3)];
ic_2000_100_E70_1_2=[i_inf_lambdas_2000_100_E70(1,4) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E70(1,4)];
ic_2000_100_E70_1_3=[i_inf_lambdas_2000_100_E70(1,5) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E70(1,5)];
% E56 (média: triângulo vermelho)
medias_lambdas_2000_100_E56=[vee_2000_100_0_9(4,3),...
    vee_2000_100_1_0(4,3),vee_2000_100_1_1(4,3),vee_2000_100_1_2(4,3),...
    vee_2000_100_1_3(4,3)];
i_inf_lambdas_2000_100_E56=[vee_2000_100_0_9(4,3)-vee_2000_100_0_9(5,3),...
    vee_2000_100_1_0(4,3)-vee_2000_100_1_0(5,3),vee_2000_100_1_1(4,3)-...
    vee_2000_100_1_1(5,3),vee_2000_100_1_2(4,3)-vee_2000_100_1_2(5,3),...
    vee_2000_100_1_3(4,3)-vee_2000_100_1_3(5,3)];
i_sup_lambdas_2000_100_E56=[vee_2000_100_0_9(4,3)+vee_2000_100_0_9(5,3),...
    vee_2000_100_1_0(4,3)+vee_2000_100_1_0(5,3),vee_2000_100_1_1(4,3)+...
    vee_2000_100_1_1(5,3),vee_2000_100_1_2(4,3)+vee_2000_100_1_2(5,3),...
    vee_2000_100_1_3(4,3)+vee_2000_100_1_3(5,3)];
ic_2000_100_E56_0_9=[i_inf_lambdas_2000_100_E56(1,1) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E56(1,1)];
ic_2000_100_E56_1_0=[i_inf_lambdas_2000_100_E56(1,2) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E56(1,2)];
ic_2000_100_E56_1_1=[i_inf_lambdas_2000_100_E56(1,3) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E56(1,3)];
ic_2000_100_E56_1_2=[i_inf_lambdas_2000_100_E56(1,4) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E56(1,4)];
ic_2000_100_E56_1_3=[i_inf_lambdas_2000_100_E56(1,5) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E56(1,5)];
% E26 (média: estrela preta)
medias_lambdas_2000_100_E26=[vee_2000_100_0_9(4,4),...
    vee_2000_100_1_0(4,4),vee_2000_100_1_1(4,4),vee_2000_100_1_2(4,4),...
    vee_2000_100_1_3(4,4)];
i_inf_lambdas_2000_100_E26=[vee_2000_100_0_9(4,4)-vee_2000_100_0_9(5,4),...
    vee_2000_100_1_0(4,4)-vee_2000_100_1_0(5,4),vee_2000_100_1_1(4,4)-...

```

```

    vee_2000_100_1_1(5,4),vee_2000_100_1_2(4,4)-vee_2000_100_1_2(5,4),...
    vee_2000_100_1_3(4,4)-vee_2000_100_1_3(5,4)];
i_sup_lambdas_2000_100_E26=[vee_2000_100_0_9(4,4)+vee_2000_100_0_9(5,4),...

vee_2000_100_1_0(4,4)+vee_2000_100_1_0(5,4),vee_2000_100_1_1(4,4)+vee_2000_100_1_1(5,4),vee_2000_100_1_2(4,4)+vee_2000_100_1_2(5,4),vee_2000_100_1_3(4,4)+vee_2000_100_1_3(5,4)];
ic_2000_100_E26_0_9=[i_inf_lambdas_2000_100_E26(1,1) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E26(1,1)];
ic_2000_100_E26_1_0=[i_inf_lambdas_2000_100_E26(1,2) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E26(1,2)];
ic_2000_100_E26_1_1=[i_inf_lambdas_2000_100_E26(1,3) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E26(1,3)];
ic_2000_100_E26_1_2=[i_inf_lambdas_2000_100_E26(1,4) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E26(1,4)];
ic_2000_100_E26_1_3=[i_inf_lambdas_2000_100_E26(1,5) ...
    i_sup_lambdas_2000_100_E26(1,5)];
vetor_pontos_lambdas_2000_100_E100=[i_inf_lambdas_2000_100_E100,...
    i_sup_lambdas_2000_100_E100,i_inf_lambdas_2000_100_E70,...
    i_sup_lambdas_2000_100_E70,i_inf_lambdas_2000_100_E56,...
    i_sup_lambdas_2000_100_E56,i_inf_lambdas_2000_100_E26,...
    i_sup_lambdas_2000_100_E26];
% 3000 rpm; 100%
medias_lambdas_3000_100_E100=[vee_3000_100_0_9(4,1),...
    vee_3000_100_1_0(4,1),vee_3000_100_1_1(4,1),vee_3000_100_1_2(4,1),...
    vee_3000_100_1_3(4,1)];
i_inf_lambdas_3000_100_E100=[vee_3000_100_0_9(4,1)-...
    vee_3000_100_0_9(5,1),vee_3000_100_1_0(4,1)-vee_3000_100_1_0(5,1),...
    vee_3000_100_1_1(4,1)-vee_3000_100_1_1(5,1),vee_3000_100_1_2(4,1)-...
    vee_3000_100_1_2(5,1),vee_3000_100_1_3(4,1)-vee_3000_100_1_3(5,1)];
i_sup_lambdas_3000_100_E100=[vee_3000_100_0_9(4,1)+...
    vee_3000_100_0_9(5,1),vee_3000_100_1_0(4,1)+vee_3000_100_1_0(5,1),...
    vee_3000_100_1_1(4,1)+vee_3000_100_1_1(5,1),vee_3000_100_1_2(4,1)+...
    vee_3000_100_1_2(5,1),vee_3000_100_1_3(4,1)+vee_3000_100_1_3(5,1)];
ic_3000_100_E100_0_9=[i_inf_lambdas_3000_100_E100(1,1) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E100(1,1)];
ic_3000_100_E100_1_0=[i_inf_lambdas_3000_100_E100(1,2) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E100(1,2)];
ic_3000_100_E100_1_1=[i_inf_lambdas_3000_100_E100(1,3) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E100(1,3)];
ic_3000_100_E100_1_2=[i_inf_lambdas_3000_100_E100(1,4) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E100(1,4)];
ic_3000_100_E100_1_3=[i_inf_lambdas_3000_100_E100(1,5) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E100(1,5)];
medias_lambdas_3000_100_E70=[vee_3000_100_0_9(4,2),...
    vee_3000_100_1_0(4,2),vee_3000_100_1_1(4,2),vee_3000_100_1_2(4,2),...
    vee_3000_100_1_3(4,2)];
i_inf_lambdas_3000_100_E70=[vee_3000_100_0_9(4,2)-...
    vee_3000_100_0_9(5,2),vee_3000_100_1_0(4,2)-vee_3000_100_1_0(5,2),...
    vee_3000_100_1_1(4,2)-vee_3000_100_1_1(5,2),vee_3000_100_1_2(4,2)-...
    vee_3000_100_1_2(5,2),vee_3000_100_1_3(4,2)-vee_3000_100_1_3(5,2)];
i_sup_lambdas_3000_100_E70=[vee_3000_100_0_9(4,2)+...
    vee_3000_100_0_9(5,2),vee_3000_100_1_0(4,2)+vee_3000_100_1_0(5,2),...
    vee_3000_100_1_1(4,2)+vee_3000_100_1_1(5,2),vee_3000_100_1_2(4,2)+...
    vee_3000_100_1_2(5,2),vee_3000_100_1_3(4,2)+vee_3000_100_1_3(5,2)];
ic_3000_100_E70_0_9=[i_inf_lambdas_3000_100_E70(1,1) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E70(1,1)];
ic_3000_100_E70_1_0=[i_inf_lambdas_3000_100_E70(1,2) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E70(1,2)];
ic_3000_100_E70_1_1=[i_inf_lambdas_3000_100_E70(1,3) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E70(1,3)];
ic_3000_100_E70_1_2=[i_inf_lambdas_3000_100_E70(1,4) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E70(1,4)];
ic_3000_100_E70_1_3=[i_inf_lambdas_3000_100_E70(1,5) ...
    i_sup_lambdas_3000_100_E70(1,5)];
medias_lambdas_3000_100_E56=[vee_3000_100_0_9(4,3),...
    vee_3000_100_1_0(4,3),vee_3000_100_1_1(4,3),...
    vee_3000_100_1_2(4,3),vee_3000_100_1_3(4,3)];
i_inf_lambdas_3000_100_E56=[vee_3000_100_0_9(4,3)-...
    vee_3000_100_0_9(5,3),vee_3000_100_1_0(4,3)-vee_3000_100_1_0(5,3),...
    vee_3000_100_1_1(4,3)-vee_3000_100_1_1(5,3),vee_3000_100_1_2(4,3)-...
    vee_3000_100_1_2(5,3),vee_3000_100_1_3(4,3)-vee_3000_100_1_3(5,3)];
i_sup_lambdas_3000_100_E56=[vee_3000_100_0_9(4,3)+...
    vee_3000_100_0_9(5,3),vee_3000_100_1_0(4,3)+vee_3000_100_1_0(5,3),...
    vee_3000_100_1_1(4,3)+vee_3000_100_1_1(5,3),vee_3000_100_1_2(4,3)+...
    vee_3000_100_1_2(5,3),vee_3000_100_1_3(4,3)+vee_3000_100_1_3(5,3)];
ic_3000_100_E56_0_9=[i_inf_lambdas_3000_100_E56(1,1) ...

```

```

i_sup_lambdas_3000_100_E56(1,1);
ic_3000_100_E56_1_0=[i_inf_lambdas_3000_100_E56(1,2) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E56(1,2)];
ic_3000_100_E56_1_1=[i_inf_lambdas_3000_100_E56(1,3) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E56(1,3)];
ic_3000_100_E56_1_2=[i_inf_lambdas_3000_100_E56(1,4) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E56(1,4)];
ic_3000_100_E56_1_3=[i_inf_lambdas_3000_100_E56(1,5) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E56(1,5)];
medias_lambdas_3000_100_E26=[vee_3000_100_0_9(4,4),...
vee_3000_100_1_0(4,4),vee_3000_100_1_1(4,4),vee_3000_100_1_2(4,4),...
vee_3000_100_1_3(4,4)];
i_inf_lambdas_3000_100_E26=[vee_3000_100_0_9(4,4)-...
vee_3000_100_0_9(5,4),vee_3000_100_1_0(4,4)-vee_3000_100_1_0(5,4),...
vee_3000_100_1_1(4,4)-vee_3000_100_1_1(5,4),vee_3000_100_1_2(4,4)-...
vee_3000_100_1_2(5,4),vee_3000_100_1_3(4,4)-vee_3000_100_1_3(5,4)];
i_sup_lambdas_3000_100_E26=[vee_3000_100_0_9(4,4)+...
vee_3000_100_0_9(5,4),vee_3000_100_1_0(4,4)+vee_3000_100_1_0(5,4),...
vee_3000_100_1_1(4,4)+vee_3000_100_1_1(5,4),vee_3000_100_1_2(4,4)+...
vee_3000_100_1_2(5,4),vee_3000_100_1_3(4,4)+vee_3000_100_1_3(5,4)];
ic_3000_100_E26_0_9=[i_inf_lambdas_3000_100_E26(1,1) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E26(1,1)];
ic_3000_100_E26_1_0=[i_inf_lambdas_3000_100_E26(1,2) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E26(1,2)];
ic_3000_100_E26_1_1=[i_inf_lambdas_3000_100_E26(1,3) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E26(1,3)];
ic_3000_100_E26_1_2=[i_inf_lambdas_3000_100_E26(1,4) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E26(1,4)];
ic_3000_100_E26_1_3=[i_inf_lambdas_3000_100_E26(1,5) ...
i_sup_lambdas_3000_100_E26(1,5)];
vetor_pontos_lambdas_3000_100_E100=[i_inf_lambdas_3000_100_E100,...
i_sup_lambdas_3000_100_E100,i_inf_lambdas_3000_100_E70,...
i_sup_lambdas_3000_100_E70,i_inf_lambdas_3000_100_E56,...
i_sup_lambdas_3000_100_E56,i_inf_lambdas_3000_100_E26,...
i_sup_lambdas_3000_100_E26];

```

A4. ALGORITMO PARA OBTENÇÃO DOS MODELOS DE ESTIMAÇÃO DA FRAÇÃO MÁSSICA DE ETANOL (OU DO FATOR LAMBDA)

```

% Entrada de dados:
clear all
clc
format long g
load('dados_total_ensaio_2');
nome=dados_total_ensaio_2(:,1);
rotacao=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,2));
borboleta=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,3));
lambda=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,4));
tbs=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,5));
tbu=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,6));
mc=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,7));
torque=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,8));
pb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,9));
tlambda=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,10));
tempo_inj=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,11));
HC=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,12));
CO=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,13));
CO2=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,14));
O2=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,15));
NOx=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,16));
ma_media=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,17));
tadm_media=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,18));
tesc_media=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,19));
tla_media=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,20));
rpm_real_media=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,21));
% Criar uma matriz com 1 coluna e uma rotacao real para cada ciclo de cada uma das 36 condições de ensaio.
rpm_real_ciclo_a_ciclo=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,22));
angulo_pico=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,24));
pico_de_pressao=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,25));
aG_m3_j0=(dados_total_ensaio_2(:,26));
aG_cm3_j0=(dados_total_ensaio_2(:,27));
angulo_pico_media=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,28));

```

```

pico_de_pressao_e_am_medias=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,29));
aG_m3_j0_medias=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,30));
aG_m3_j0_medias=aG_m3_j0_medias(:,2:end);
aG_cm3_j0_medias=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,31));
k_cm3_medias_j0=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,32));
b_cm3_medias_j0=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,33));
pico_de_pressao_e_am_medias_Perro=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,34));
k_cm3_medias_tx_j2=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,85));
b_cm3_medias_tx_j2=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,86));
momento_pc_Perro_j1_norm=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,88));
momento_pc_Perro_j2_norm=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,89));
momento_pc_Perro_j3_norm=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,90));
momento_pc_Perro_j4_norm=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,91));
momento_pc_Perro_j5_norm=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,92));
momento_taxa_de_pressao_pc_Perro=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,93));
pressao_inicio_da_combustao=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,94));
pc_Perro_i_comb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,95));
am_i_comb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,96));
am_i_comb_rad=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,97));
volume_m3_i_comb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,98));
k_i_comb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,99));
pressao_final_da_combustao=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,100));
pc_Perro_f_comb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,101));
am_f_comb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,102));
am_f_comb_rad=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,103));
volume_m3_f_comb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,104));
am_xb_10=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,105));
pc_Perro_xb_10=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,106));
am_xb_90=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,107));
pc_Perro_xb_90=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,108));
duracao_comb_xb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,109));
duracao_10_ate_90_xb=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,110));
porcentagem_massica_de_etanol=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,111));
porcentagem_massica_de_gasolina=cell2mat(dados_total_ensaio_2(:,112));
% Criar os vetores de cada modelo (considerando que cada linha do vetor_modelos_geral tenha o vetor em questão para cada média, ou seja,
cada modelo será representado por uma linha no vetor modelos_geral e por 59 colunas (ensaio 2) representando cada média
% Criação do vetor de dados para o Modelo 1 e Janela 1 (%)
vetor_modelos_0{1,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{1,2}=rpm_real_medias;
vetor_modelos_0{1,3}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{1,4}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{1,5}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 1 e Janela 2 (%)
vetor_modelos_0{2,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{2,2}=rpm_real_medias;
vetor_modelos_0{2,3}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{2,4}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{2,5}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 1 e Janela 3 (%)
vetor_modelos_0{3,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{3,2}=rpm_real_medias;
vetor_modelos_0{3,3}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{3,4}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{3,5}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 1 e Janela 4 (%)
vetor_modelos_0{4,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{4,2}=rpm_real_medias;
vetor_modelos_0{4,3}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{4,4}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{4,5}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 1 e Janela 5 (%)
vetor_modelos_0{5,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{5,2}=rpm_real_medias;
vetor_modelos_0{5,3}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{5,4}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{5,5}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 2 Janela 1 (%)
vetor_modelos_0{6,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{6,2}=rpm_real_medias;
vetor_modelos_0{6,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{6,4}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{6,5}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{6,6}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 2 Janela 2 (%)
vetor_modelos_0{7,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{7,2}=rpm_real_medias;

```

```

vetor_modelos_0{7,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{7,4}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{7,5}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{7,6}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 2 Janela 3 (%)
vetor_modelos_0{8,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{8,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{8,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{8,4}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{8,5}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{8,6}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 2 Janela 4 (%)
vetor_modelos_0{9,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{9,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{9,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{9,4}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{9,5}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{9,6}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 2 Janela 5 (%)
vetor_modelos_0{10,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{10,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{10,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{10,4}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{10,5}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{10,6}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 3 Janela 1 (%)
vetor_modelos_0{11,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{11,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{11,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{11,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{11,5}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{11,6}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{11,7}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 3 Janela 2 (%)
vetor_modelos_0{12,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{12,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{12,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{12,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{12,5}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{12,6}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{12,7}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 3 Janela 3 (%)
vetor_modelos_0{13,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{13,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{13,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{13,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{13,5}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{13,6}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{13,7}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 3 Janela 4 (%)
vetor_modelos_0{14,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{14,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{14,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{14,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{14,5}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{14,6}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{14,7}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 3 Janela 5 (%)
vetor_modelos_0{15,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{15,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{15,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{15,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{15,5}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{15,6}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{15,7}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 4 Janela 1 (%)
vetor_modelos_0{16,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{16,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{16,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{16,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{16,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{16,6}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{16,7}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{16,8}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 4 Janela 2 (%)
vetor_modelos_0{17,1}=aG_m3_j0_medias;

```



```
vetor_modelos_0{17,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{17,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{17,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{17,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{17,6}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{17,7}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{17,8}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 4 Janela 3 (%)
vetor_modelos_0{18,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{18,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{18,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{18,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{18,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{18,6}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{18,7}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{18,8}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 4 Janela 4 (%)
vetor_modelos_0{19,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{19,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{19,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{19,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{19,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{19,6}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{19,7}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{19,8}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 4 Janela 5 (%)
vetor_modelos_0{20,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{20,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{20,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{20,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{20,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{20,6}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{20,7}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{20,8}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 5 Janela 1 (%)
vetor_modelos_0{21,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{21,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{21,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{21,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{21,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{21,6}=momento_taxa_de_pressao_pc_Perro_medio_ordem_2;
vetor_modelos_0{21,7}=momento_taxa_de_pressao_pc_Perro_medio_ordem_3;
vetor_modelos_0{21,8}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{21,9}=momento_pc_Perro_medio_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{21,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 5 Janela 2 (%)
vetor_modelos_0{22,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{22,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{22,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{22,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{22,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{22,6}=momento_taxa_de_pressao_pc_Perro_medio_ordem_2;
vetor_modelos_0{22,7}=momento_taxa_de_pressao_pc_Perro_medio_ordem_3;
vetor_modelos_0{22,8}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{22,9}=momento_pc_Perro_medio_j2_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{22,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 5 Janela 3 (%)
vetor_modelos_0{23,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{23,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{23,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{23,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{23,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{23,6}=momento_taxa_de_pressao_pc_Perro_medio_ordem_2;
vetor_modelos_0{23,7}=momento_taxa_de_pressao_pc_Perro_medio_ordem_3;
vetor_modelos_0{23,8}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{23,9}=momento_pc_Perro_medio_j3_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{23,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 5 Janela 4 (%)
vetor_modelos_0{24,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{24,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{24,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{24,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{24,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{24,6}=momento_taxa_de_pressao_pc_Perro_medio_ordem_2;
vetor_modelos_0{24,7}=momento_taxa_de_pressao_pc_Perro_medio_ordem_3;
vetor_modelos_0{24,8}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_2;
```

```

vetor_modelos_0{24,9}=momento_pc_Perro_medio_j4_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{24,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
vetor_modelos_0{35,11}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 8 Janela 1, 2, 3 e 4 (%)
vetor_modelos_0{36,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{36,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{36,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{36,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{36,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{36,6}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{36,7}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{36,8}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_4;
vetor_modelos_0{36,9}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_5;
vetor_modelos_0{36,10}=tadm_media;
vetor_modelos_0{36,11}=tesc_media;
vetor_modelos_0{36,12}=porcentagem_massica_de_etanol;
vetor_modelos_0{37,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{37,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{37,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{37,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{37,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{37,6}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{37,7}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{37,8}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_4;
vetor_modelos_0{37,9}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_5;
vetor_modelos_0{37,10}=tadm_media;
vetor_modelos_0{37,11}=tesc_media;
vetor_modelos_0{37,12}=porcentagem_massica_de_etanol;
vetor_modelos_0{38,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{38,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{38,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{38,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{38,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{38,6}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{38,7}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{38,8}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_4;
vetor_modelos_0{38,9}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_5;
vetor_modelos_0{38,10}=tadm_media;
vetor_modelos_0{38,11}=tesc_media;
vetor_modelos_0{38,12}=porcentagem_massica_de_etanol;
vetor_modelos_0{39,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{39,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{39,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{39,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{39,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{39,6}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{39,7}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{39,8}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_4;
vetor_modelos_0{39,9}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_5;
vetor_modelos_0{39,10}=tadm_media;
vetor_modelos_0{39,11}=tesc_media;
vetor_modelos_0{39,12}=porcentagem_massica_de_etanol;
vetor_modelos_0{40,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{40,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{40,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{40,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{40,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{40,6}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{40,7}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{40,8}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_4;
vetor_modelos_0{40,9}=momento_pc_Perro_medio_j5_norm_ordem_5;
vetor_modelos_0{40,10}=tadm_media;
vetor_modelos_0{40,11}=tesc_media;
vetor_modelos_0{40,12}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 9 Janela 1, 2, 3 e 4 (%)
vetor_modelos_0{41,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{41,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{41,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{41,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{41,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{41,6}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{41,7}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{41,8}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2.^2;
vetor_modelos_0{41,9}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3.^2;
vetor_modelos_0{41,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
vetor_modelos_0{42,1}=aG_m3_j0_medias;

```

```

vetor_modelos_0{42,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{42,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{42,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{42,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{42,6}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{42,7}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{42,8}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2.^2;
vetor_modelos_0{42,9}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3.^2;
vetor_modelos_0{42,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
vetor_modelos_0{43,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{43,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{43,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{43,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{43,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{43,6}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{43,7}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{43,8}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2.^2;
vetor_modelos_0{43,9}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3.^2;
vetor_modelos_0{43,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
vetor_modelos_0{44,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{44,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{44,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{44,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{44,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{44,6}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{44,7}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{44,8}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2.^2;
vetor_modelos_0{44,9}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3.^2;
vetor_modelos_0{44,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criação do vetor de dados para o Modelo 9 Janela 5 (%)
vetor_modelos_0{45,1}=aG_m3_j0_medias;
vetor_modelos_0{45,2}=rpm_real_media;
vetor_modelos_0{45,3}=tempo_inj;
vetor_modelos_0{45,4}=pico_de_pressao_medias;
vetor_modelos_0{45,5}=angulo_de_manivelas_picos_medias;
vetor_modelos_0{45,6}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2;
vetor_modelos_0{45,7}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3;
vetor_modelos_0{45,8}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_2.^2;
vetor_modelos_0{45,9}=momento_derivada_media_j1_norm_ordem_3.^2;
vetor_modelos_0{45,10}=porcentagem_massica_de_etanol;
% Criar o vetor geral do modelos
b1=1;
[linhas_vetor_modelos_0 colunas_vetor_modelos_0]=size(vetor_modelos_0);
while b1<=linhas_vetor_modelos_0;
    b2=1;
    while b2<=colunas_vetor_modelos_0
        matriz_vazia=isempty(vetor_modelos_0{b1,b2});
        if matriz_vazia~=1;
            vetor_modelos_0_intermediario_1{b1,:}=vetor_modelos_0(b1,1:b2);
        end
        b2=b2+1;
    end
    b3=1;
    [L_vetor_0 C_vetor_0]=size(vetor_modelos_0_intermediario_1{b1,1});
    while b3<=C_vetor_0
        [L_vetor_1 C_vetor_1]=size(vetor_modelos_0_intermediario_1{b1,1}{1,b3});
        colunas_vetor_1(b1,b3)=C_vetor_1;
        b3=b3+1;
    end
    b4=1;
    while b4<=(length(momento_pc_Perro_medio_j1_norm)/13);
        b5=1;
        matriz_vazia_1=colunas_vetor_1(b1,:)>=1;
        matriz_maiores_que_1=colunas_vetor_1(b1,:)>1;
        while b5<=sum(matriz_vazia_1)
            if matriz_maiores_que_1(1,b5)==1
                vetor_modelo_geral{b1,1}{1,b4}(:,b5)=vetor_modelos_0_intermediario_1{b1,1}{1,b5}(:,b4);
            else
                vetor_modelo_geral{b1,1}{1,b4}(:,b5)=vetor_modelos_0_intermediario_1{b1,1}{1,b5};
            end
            b5=b5+1;
        end
        b4=b4+1;
    end
    b1=b1+1;
end
end

```

```

% Obtenção dos modelos
aa1=1;
[linhas_modelos colunas_modelos]=size(vetor_modelo_geral);
while aa1<=linhas_modelos
    aa2=1;
    while aa2<=(length(momento_pc_Perro_medio_j1_norm)/13)
        vetor_modelo_geral_temporario=vetor_modelo_geral{aa1,1}{1,aa2};
        [numero_amostras colunas_n_reg]=size(vetor_modelo_geral_temporario);
        n_reg=colunas_n_reg-1;
        [regressores,anova,resultados,erros]=reg(vetor_modelo_geral_temporario,n_reg);
        regressores_modelos{aa1,aa2}=regressores;
        anova_modelos{aa1,aa2}=anova;
        resultados_modelos{aa1,aa2}=resultados;
        erros_modelos{aa1,aa2}=erros;
        Y_modelo_geral_regress=vetor_modelo_geral_temporario(:,colunas_n_reg);
        variaveis_dependentes=vetor_modelo_geral_temporario(:,1:n_reg);
        colunas_de_uns=ones(size(Y_modelo_geral_regress));
        X_modelo_geral_regress=[colunas_de_uns variaveis_dependentes];
        [B_mg,BINT_mg,R_mg,RINT_mg,STATS_mg]=regress(Y_modelo_geral_regress,X_modelo_geral_regress);
        B_mg_salvo{aa1,aa2}=B_mg;
        BINT_mg_salvo{aa1,aa2}=BINT_mg;
        R_mg_salvo{aa1,aa2}=R_mg;
        RINT_mg_salvo{aa1,aa2}=RINT_mg;
        STATS_mg_salvo{aa1,aa2}=STATS_mg;
        teste_coeficientes=regstats(Y_modelo_geral_regress,X_modelo_geral_regress(:,2:end),'linear','tstat');
        t_teste=teste_coeficientes.tstat;
        valor_p_coeficientes=[t_teste.t t_teste.pval];
        teste_coeficientes_salvo{aa1,aa2}=teste_coeficientes;
        valor_p_coeficientes_salvo{aa1,aa2}=valor_p_coeficientes;
        aa2=aa2+1;
    end
    aa1=aa1+1;
end
rcoplot(R_mg_salvo{38,59},RINT_mg_salvo{38,59})
save modelos_ensaio_2_porcentagem_massica_de_etanol_tese

```

APÊNDICE B - Relações ar-combustível e cálculo da porcentagem em massa de gasolina tipo A em cada tipo de combustível

Segundo Martins (2006), a relação ar-combustível (A/C) é a razão entre a massa de ar necessária para a combustão completa de uma determinada massa de combustível.

Os quatro combustíveis utilizados nos experimentos são compostos por etanol 92,79 INPM (100% etanol 92,79 INPM - E100), gasolina tipo C (100% gasolina tipo C - E26) e duas misturas dos dois primeiros (mistura de 60% de etanol 92,79 INPM com 40% de gasolina tipo C - E70, em massa) e mistura de 40% de etanol 92,79 INPM com 60% de gasolina tipo C - E56, em massa).

A porcentagem de álcool em massa ou grau alcoólico INPM (quantidade em gramas de álcool absoluto contida em 100 gramas de mistura hidro-alcoólica) do etanol (AEHC - álcool etílico hidratado carburante) foi medida no laboratório de química do grupo Virgolino de Oliveira S.A. Açúcar e Álcool por intermédio do Dr. Armando José Dal Bem. O resultado médio desta medição para todos os lotes de etanol utilizados nos experimentos foi de 92,79 INPM.

Segundo a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Bio-combustíveis (2009) desde o dia 1º de julho de 2007 até a data de realização dos experimentos neste estudo (2008), o percentual, em volume, obrigatório de álcool etílico anidro carburante (AEAC) na gasolina tipo C é de 25%, sendo que a margem de erro é de 1% para mais ou para menos. A gasolina tipo C contém gasolina tipo A, sem qualquer composto oxigenado, e AEAC.

Samaniego (2007) apresenta a composição da gasolina tipo C com 20% de álcool etílico anidro, como mostra a Tabela B1.

As unidades de massa atômica do carbono, hidrogênio, nitrogênio e oxigênio, segundo Carvalho e Mcquary (2007), são aproximadamente 12,01 u.m.a, 1,008 u.m.a, 14,01 u.m.a e 16 u.m.a, respectivamente.

Tabela B1 - Composição em massa da gasolina tipo C com 20% de álcool etílico anidro.

Componentes	Porcentagem [%]
Carbono	76,6
Hidrogênio	15,3
Oxigênio	8,1

Fonte: Samaniego (2007).

O número de moles de uma substância química, de acordo com a definição, pode ser obtido pela equação (B1).

$$n_m = \frac{m}{M} \quad (\text{B1})$$

em que:

n_m = número de moles de uma substância de massa “m”;

m = massa da substância [g];

M = massa molecular da substância [unidade de massa atômica: u.m.a].

Aplicando a equação (B1) considerando 1 kg de combustível a cada um dos componentes da gasolina tipo C, apresentado por Samaniego (2007), obtém-se o número de moles destes componentes, como mostra a Tabela B2.

Tabela B2 - Número de moles de cada componente em 1kg de gasolina tipo C com 20% de álcool etílico anidro.

Componente	Número de moles em 1kg
Carbono	63,8
Hidrogênio	151,8
Oxigênio	5,1

A fórmula química encontrada para a gasolina tipo C é $C_{63,8}H_{151,8}O_{5,1}$, porém a gasolina tipo A contida na gasolina tipo C não contém compostos oxigenados, portanto, é necessário retirar os átomos de oxigênio por meio da extração da molécula de álcool etílico anidro desta fórmula.

De acordo com Heywood (1988) a fórmula química do álcool etílico anidro é C_2H_5OH . Esta fórmula será utilizada para obtenção de todas as relações ar-combustível dos combustíveis que possuem etanol na sua composição. Não será considerada a porcentagem de água ($\approx 1\%$) contida no álcool etílico anidro.

A equação (B2) representa a estrutura da fórmula química da gasolina tipo C, com 20% de álcool etílico anidro, separando a molécula de gasolina tipo A da molécula de álcool etílico anidro.

O valor de z na equação (B3) é igual ao número de moles do oxigênio (5,1). Os valores de x (53,6) e y (121,4) foram obtidos realizando o cálculo estequiométrico das substâncias. Estes

valores permitem escrever a fórmula química da gasolina tipo C com 20% de álcool etílico anidro de acordo com a equação (B3).

Reduzindo a fórmula da gasolina tipo A pelo número de moles de oxigênio (5,1) pode-se escrever a fórmula química mínima aproximada da gasolina tipo A de acordo com a equação (B4).

O processo de combustão analisado nos experimentos ocorre na presença de ar atmosférico. Segundo Carvalho e Mcquay (2007), a composição teórica do ar é dada pela equação (B5), em que a é o número de moles do gás oxigênio.

A Tabela B3 apresenta as densidades do álcool etílico anidro e do octano (C_8H_{18}), de acordo com Heywood (1988), a densidade do undecano ($C_{11}H_{24}$), de acordo com Guarino e Rojas (1997) e a massa molecular aproximada de cada substância

Tabela B3 - Densidades do álcool etílico anidro, do octano e do undecano.		
Combustível	Densidade [$\text{kg/dm}^3 = \text{g/ml}$]	Massa molecular (M) [u.m.a]
C_2H_5OH	0,792	46,068
C_8H_{18}	0,785	114,224
$C_{11}H_{24}$	0,74	156,302

As relações ar-combustível para os quatro combustíveis utilizados nos experimentos serão apresentadas nas próximas seções. Os resultados finais foram obtidos considerando todos os algarismos significativos dos resultados parciais.

A porcentagem em massa de gasolina tipo A ($C_{11}H_{24}$) em cada combustível é obtida no final deste Apêndice.

B1. RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL DO COMBUSTÍVEL E100

O combustível E100 utilizado nos experimentos é constituído por 100% de AEHC - álcool etílico hidratado carburante com teor alcoólico de 92,79 INPM, chamado no presente trabalho de etanol (E100).

Considerando a percentagem em massa de água no etanol pode-se dizer que em 1 kg de combustível tem-se 927,9 g de C_2H_5OH e 72,1 g de água.

O número de moles de cada composto pode ser obtido aplicando a equação (B1). O resultado para C_2H_5OH ($M = 46,068$ u.m.a) é mostrado na equação (B6) e o resultado para a água ($M = 18,016$ u.m.a) é mostrado na equação (B7).

$$n_{C_2H_5OH} = \frac{m}{M} = \frac{927,9}{46,068} = 20,14 \text{ moles} \quad (B6)$$

$$n_{H_2O} = \frac{m}{M} = \frac{72,1}{18,016} = 4,00 \text{ moles} \quad (B7)$$

A equação (B8) apresenta a combustão completa do combustível E100 obtida pelo equilíbrio de massa entre reagentes e produtos.

A massa de combustível (m_c) na equação (B8) pode ser obtida somando as massas de C_2H_5OH e H_2O , integrantes dos reagentes da reação de combustão, de acordo com a equação (B9).

$$m_c = n_H M_H + n_C M_C + n_O M_O = 128,86.1,008 + 40,28.12,01 + 24,14.16 = 1000g \quad (B9)$$

A massa de ar (m_{ar}) na equação (B8) pode ser obtida somando as massas de O_2 e N_2 , integrantes dos reagentes da reação de combustão, de acordo com a equação (B10).

$$m_{ar} = n_O M_O + n_N M_N = 60,42.32 + 227,20.28,02 = 8299,811g \quad (B10)$$

A relação ar-combustível (A/C) do combustível E100 foi obtida dividindo a massa de ar pela massa de combustível como mostra a equação (B11).

$$A/C_{E100} = \frac{m_{ar}}{m_c} = \frac{8299,811}{1000} = 8,30:1 \quad (B11)$$

Segundo a equação (B11) a relação ar-combustível do combustível E100 é de 8,30:1 (8,30 partes de ar para uma parte de combustível).

B2. RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL DO COMBUSTÍVEL E26

O combustível E26 utilizado nos experimentos é constituído por 100% de gasolina tipo C. A gasolina tipo C é composta por 75% em volume de gasolina tipo A ($C_{11}H_{24}$) e 25% em volume de álcool etílico anidro carburante (AEAC - C_2H_5OH).

Considerando a porcentagem em volume de C_2H_5OH na gasolina tipo C pode-se dizer que em 1000 ml de combustível tem-se 250 ml de C_2H_5OH e 750 ml $C_{11}H_{24}$.

Utilizando a densidade pode-se obter a massa (m) de cada composto da gasolina tipo C, como mostram as formulações (B12) e (B13).

$$\begin{aligned} 250ml &\rightarrow m_{C_2H_5OH} = 198g \\ 1ml &\rightarrow 0,792g/ml \end{aligned} \quad (B12)$$

$$\begin{aligned} 750ml &\rightarrow m_{C_{11}H_{24}} = 555g \\ 1ml &\rightarrow 0,74g/ml \end{aligned} \quad (B13)$$

O número de moles de cada composto pode ser obtido aplicando a equação (B1). O resultado para $C_{11}H_{24}$ ($M = 156,302$ u.m.a) é mostrado na equação (B14) e o resultado para C_2H_5OH ($M = 46,068$ u.m.a) é mostrado na equação (B15).

$$n_{C_{11}H_{24}} = \frac{m}{M} = \frac{555}{156,302} = 3,56mol \quad (B14)$$

$$n_{C_2H_5OH} = \frac{m}{M} = \frac{198}{46,068} = 4,30mol \quad (B15)$$

A equação (B16) apresenta a combustão completa do combustível E26 obtida pelo equilíbrio de massa entre reagentes e produtos.

A massa de combustível (m_c) na equação (B16) pode ser obtida somando as massas de $C_{11}H_{24}$ e C_2H_5OH , integrantes dos reagentes da reação de combustão, de acordo com a equação (B17).

$$m_c = n_H M_H + n_C M_C + n_O M_O = 111,01.1,008 + 47,65.12,01 + 4,30.16 = 753g \quad (B17)$$

A massa de ar (m_{ar}) na equação (B16) pode ser obtida somando as massas de O_2 e N_2 , integrantes dos reagentes da reação de combustão, de acordo com a equação (B18).

$$m_{ar} = n_O M_O + n_N M_N = 73,26.32 + 275,45.28,02 = 10062,35g \quad (B18)$$

A relação ar-combustível (A/C) do combustível E26 foi obtida dividindo a massa de ar pela massa de combustível como mostra a equação (B19).

$$A/C_{E24} = \frac{m_{ar}}{m_c} = \frac{10062,35}{753} = 13,36:1 \quad (B19)$$

Segundo a equação (B19) a relação ar-combustível do combustível E26 é de 13,36:1 (13,36 partes de ar para uma parte de combustível).

B3. RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL DO COMBUSTÍVEL E70

O combustível E70 utilizado nos experimentos é constituído por 60% de AEHC - álcool etílico hidratado carburante com teor alcoólico de 92,79 INPM (20,14. C_2H_5OH + 4,00. H_2O) e 40% de gasolina tipo C (3,55. $C_{11}H_{24}$ + 4,30. C_2H_5OH). Pode-se dizer que E70 é composto por 60% em massa de E100 e 40% em massa de E26.

Considerando a porcentagem em massa de gasolina tipo C no etanol pode-se dizer que em 1 kg de combustível tem-se 400 g E26 e 600 g de E100.

O número de moles de cada composto pode ser obtido aplicando a equação (B1). O resultado para E100 ($M = 1000$ u.m.a) é mostrado na equação (B20) e o resultado para a E26 ($M = 753$ u.m.a) é mostrado na equação (B21).

$$n_{E100} = \frac{m}{M} = \frac{600}{1000} = 0,6mol \quad (B20)$$

$$n_{E24} = \frac{m}{M} = \frac{400}{753} = 0,53mol \quad (B21)$$

A equação (B22) apresenta a combustão completa do combustível E70 obtida pelo equilíbrio de massa entre reagentes e produtos.

A massa de combustível (m_c) na equação (B22) pode ser obtida somando as massas de E100 e E26, integrantes dos reagentes da reação de combustão, de acordo com a equação (B23).

$$m_c = n_H M_H + n_C M_C + n_O M_O = 136,28.1,008 + 49,48.12,01 + 16,77.16 = 1000g \quad (B23)$$

A massa de ar (m_{ar}) na equação (B22) pode ser obtida somando as massas de O_2 e N_2 , integrantes dos reagentes da reação de combustão, de acordo com a equação (B24).

$$m_{ar} = n_O M_O + n_N M_N = 75,17.32 + 282,64.28,02 = 10325,09g \quad (B24)$$

A relação ar-combustível (A/C) do combustível E70 foi obtida dividindo a massa de ar pela massa de combustível como mostra a equação (B25).

$$A/C_{E70} = \frac{m_{ar}}{m_c} = \frac{10325,09}{1000} = 10,32:1 \quad (B25)$$

Segundo a equação (B25) a relação ar-combustível do combustível E70 é de 10,32:1 (10,32 partes de ar para uma parte de combustível).

B4. RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL DO COMBUSTÍVEL E56

O combustível E56 utilizado nos experimentos é constituído por 40% de AEHC - álcool etílico hidratado carburante com teor alcoólico de 92,79 INPM (20,14. C_2H_5OH + 4,00. H_2O)

e 60% de gasolina tipo C ($3,55.C_{11}H_{24} + 4,30.C_2H_5OH$). Pode-se dizer que E56 é composto por 40% em massa de E100 e 60% em massa de E26.

Considerando a porcentagem em massa de gasolina tipo C no etanol pode-se dizer que em 1 kg de combustível tem-se 600 g E26 e 400 g de E100.

O número de moles de cada composto pode ser obtido aplicando a equação (B1). O resultado para E100 ($M = 1000$ u.m.a) é mostrado na equação (B26) e o resultado para a E26 ($M = 753$ u.m.a) é mostrado na equação (B27).

$$n_{E100} = \frac{m}{M} = \frac{400}{1000} = 0,4mol \quad (B26)$$

$$n_{E24} = \frac{m}{M} = \frac{600}{753} = 0,80mol \quad (B27)$$

A equação (B28) apresenta a combustão completa do combustível E56 obtida pelo equilíbrio de massa entre reagentes e produtos.

A massa de combustível (m_c) na equação (B28) pode ser obtida somando as massas de E100 e E26, integrantes dos reagentes da reação de combustão, de acordo com a equação (B29).

$$m_c = n_H M_H + n_C M_C + n_O M_O = 139,99.1,008 + 54,08.12,01 + 13,08.16 = 1000g \quad (B29)$$

A massa de ar (m_{ar}) na equação (B28) pode ser obtida somando as massas de O_2 e N_2 , integrantes dos reagentes da reação de combustão, de acordo com a equação (B30).

$$m_{ar} = n_O M_O + n_N M_N = 82,54.32 + 310,36.28,01 = 11337,74g \quad (B30)$$

A relação ar-combustível (A/C) do combustível E56 foi obtida dividindo a massa de ar pela massa de combustível como mostra a equação (B31).

$$A/C_{E54} = \frac{m_{ar}}{m_c} = \frac{11337,74}{1000} = 11,34:1 \quad (B31)$$

Segundo a equação (B31) a relação ar-combustível do combustível E56 é de 11,34:1 (11,34 partes de ar para uma parte de combustível).

B4. PORCENTAGEM EM MASSA DE $C_{11}H_{24}$ EM CADA TIPO DE COMBUSTÍVEL

A porcentagem em massa de gasolina tipo A foi obtida dividindo a massa de $C_{11}H_{24}$ ($m_{C_{11}H_{24}}$) pela massa total de combustível (m_c).

A Tabela B4 apresenta os resultados das porcentagens de gasolina tipo A em cada tipo de combustível utilizado nos experimentos.

Tabela B4 - Porcentagem em massa de $C_{11}H_{24}$ em cada tipo de combustível.

Combustível	m_c [g]	$m_{C_{11}H_{24}}$ [g]	[%] em massa de $C_{11}H_{24}$
E100	1000	0	0
E70	1000	294,82	29,48
E56	1000	442,23	44,22
E26	753	555	73,71

APÊNDICE C - Cálculo do poder calorífico inferior

Segundo Heywood (1988), os combustíveis líquidos são queimados com oxigênio sob pressão em volume constante numa bomba calorimétrica. A amostra de combustível é colocada em um recipiente de aço inoxidável imerso em água de refrigeração a temperatura de referência. O oxigênio é inserido no recipiente de aço inoxidável a uma pressão de 30 atm. Um pavil de algodão é suspenso sobre a amostra de combustível a partir de um filamento elétrico que age como fonte de ignição. Quando a combustão é completada, a temperatura da água de refrigeração é medida. O poder calorífico medido neste processo é o poder calorífico superior a volume constante.

O termo poder calorífico superior (*PCS*), segundo Heywood (1988), é usado quando toda a água formada na combustão é totalmente condensada a fase líquida. O termo poder calorífico inferior (*PCI*) é usado quando toda a água formada na combustão está na fase gasosa.

De acordo com Taylor (1968) os dois poderes caloríficos podem ser relacionados utilizando equação (C1).

$$PCI = PCS + \frac{mv_{H_2O}}{m_c} h_{lv} \quad (C1)$$

em que:

mv_{H_2O} = massa de vapor d'água formada como produto da combustão;

m_c = massa de combustível, e

h_{lv} = entalpia de condensação de água na temperatura de referência da bomba calorimétrica.

O valor de h_{lv} , segundo Van Wylen e Sonntag (1976), é igual a -2,44 MJ/kg.

O poder calorífico superior (*PCS*) do etanol 92,8 INPM (E100), da gasolina tipo C (E26) e das duas misturas E70 e E56 foram obtidos por meio de ensaios, em um calorímetro da marca IKA[®], modelo C5000 control, realizados no Núcleo de Engenharia Térmica e Fluídos (NETEF) da Escola de Engenharia de São Carlos. A Tabela C1 apresenta os valores encontrados para cada tipo de combustível.

Tabela C1 - Poder calorífico superior dos combustíveis E100, E70, E56 e E26.

Combustível	Poder calorífico superior [MJ/kg]
E100	27,921
E70	32,037
E56	34,684
E26	41,617

As massas m_c de cada combustível são apresentadas na Tabela C2. Os valores de m_c foram obtidos no Apêndice B.

Tabela C2 - Massas de combustível (m_c).

Combustível	m_c [g]
E100	1000
E70	1000
E56	1000
E26	753

As massas mv_{H_2O} de cada combustível são apresentadas na Tabela C3, em que o número de átomos de hidrogênio e oxigênio foram multiplicados por suas respectivas massas atômicas para obter a massa de vapor d'água.

Tabela C3 - Massas de vapor d'água (mv_{H_2O}).

Combustível	H	O	mv_{H_2O}
E100	128,86	64,43	1160,73
E70	136,28	68,14	1227,62
E56	139,99	70,00	1261,07
E26	111,01	55,50	999,96

O cálculo do poder calorífico inferior do combustível E100 é apresentado pela equação (C2).

$$PCI_{E100} = 27,921 + \frac{1160,73}{1000}(-2,44) = 25,09 MJ/kg \quad (C2)$$

O cálculo do poder calorífico inferior do combustível E70 é apresentado pela equação (C3).

$$PCI_{E70} = 32,037 + \frac{1227,62}{1000}(-2,44) = 29,04 MJ/kg \quad (C3)$$

O cálculo do poder calorífico inferior do combustível E56 é apresentado pela equação (C4).

$$PCI_{E54} = 34,684 + \frac{1261,07}{1000}(-2,44) = 31,61 MJ / kg \quad (C4)$$

O cálculo do poder calorífico inferior do combustível E26 é apresentado pela equação (C5).

$$PCI_{E24} = 41,617 + \frac{999,96}{753}(-2,44) = 38,38 MJ / kg \quad (C5)$$

APÊNDICE D - Calibração do dinamômetro

A primeira etapa da calibração do dinamômetro foi ajustar o zero da balança dinamométrica (ponteiro no zero), sem qualquer tipo de carga aplicada (cardans desconectados), atuando no seu mecanismo interno.

Na etapa seguinte, foram conectados os pratos e os braços específicos para realização da calibração, como mostra a Figura D1. O comprimento dos braços instalados é igual a 1,081 metros.

Figura D1 - Instalação dos braços e pratos no dinamômetro.

Para corrigir a diferença entre as massas dos braços e pratos instalados foram aplicados blocos metálicos em um dos pratos para corrigir o zero na balança dinamométrica, como mostra a Figura D2.

Figura D2 - Correção das diferenças de massas entre os braços e pratos instalados.

A Figura D3 mostra o visor da balança dinamométrica com o ponteiro no zero, após a correção das diferenças entre as massas dos braços e pratos.

Figura D3 - Visor da balança dinamométrica com o ponteiro no zero da escala 1.

Na última etapa foram colocados diversos blocos metálicos, no outro prato, com valores de massa obtidos por meio de uma balança digital da marca Toledo, modelo XP32001L, com resolução de 0,1 grama.

Para cada massa aplicada foi observado e anotado o valor indicado pela balança dinamométrica (kg red).

As massas foram variadas trinta vezes, de forma aleatória, com valores entre 0,3997 kg e 16,1829 kg.

Foram coletadas três amostras (*A*, *B* e *C*) com 30 observações cada.

Com os dados coletados foram calculados o torque e o fator da potência, definido neste trabalho.

Segundo Heywood (1988) o torque do motor é obtido multiplicando o comprimento do braço do dinamômetro pela força medida, como mostra a equação (D1). A potência do motor é igual ao torque multiplicado pela velocidade de rotação da árvore de manivelas do motor, como mostra a equação (D2), em que RPS significa rotações por segundo.

$$\text{Torque} = \text{Força} * \text{Braço} \quad (\text{D1})$$

$$\text{Potência} = \frac{2\pi \text{Torque RPS}}{1000} \quad (\text{D2})$$

A Tabela D1 mostra os dados coletados nas três amostras (*A*, *B* e *C*), o torque calculado e o fator da potência, definido neste trabalho, pela equação (D3).

$$\text{Fator da Potência} = \frac{(\text{Torque} \pi)}{30} \quad (\text{D3})$$

Utilizando o fator da potência pode-se obter a potência do motor utilizando a equação (D4).

$$\text{Potência [kW]} = \frac{\text{Fator da Potência} * \text{rpm}}{1000} \quad (\text{D4})$$

Tabela D1 - Torque e fator da potência em função da massa aplicada na balança dinamométrica (continua).

Medidas	Massa [kg]	Balança [kg red]	Torque [N.m]	Fator da Potência
1A	0,3997	0,35	4,23	0,44
1B	0,3997	0,2	4,23	0,44
1C	0,3997	0,3	4,23	0,44
2A	0,8174	0,95	8,65	0,91
2B	0,8174	0,8	8,65	0,91
2C	0,8174	0,95	8,65	0,91
3A	1,2378	1,5	13,09	1,37
3B	1,2378	1,45	13,09	1,37
3C	1,2378	1,55	13,09	1,37
4A	1,6612	2,25	17,57	1,84
4B	1,6612	2,05	17,57	1,84
4C	1,6612	2,25	17,57	1,84
5A	2,0836	2,7	22,04	2,31
5B	2,0836	2,7	22,04	2,31
5C	2,0836	2,7	22,04	2,31
6A	2,5514	3,45	26,99	2,83
6B	2,5514	3,35	26,99	2,83
6C	2,5514	3,45	26,99	2,83
7A	2,9691	4,1	31,41	3,29
7B	2,9691	4,05	31,41	3,29
7C	2,9691	4,2	31,41	3,29
8A	3,3895	4,7	35,86	3,75
8B	3,3895	4,5	35,86	3,75
8C	3,3895	4,7	35,86	3,75
9A	3,8129	5,2	40,33	4,22
9B	3,8129	5,2	40,33	4,22
9C	3,8129	5,3	40,33	4,22
10A	4,2353	5,75	44,80	4,69
10B	4,2353	5,8	44,80	4,69
10C	4,2353	6	44,80	4,69
11A	4,6047	6,25	48,71	5,10
11B	4,6047	6,3	48,71	5,10
11C	4,6047	6,4	48,71	5,10
12A	5,0224	6,85	53,13	5,56
12B	5,0224	6,95	53,13	5,56
12C	5,0224	7,1	53,13	5,56
13A	5,4428	7,5	57,58	6,03
13B	5,4428	7,6	57,58	6,03

Tabela D1 - Torque e fator da potência em função da massa aplicada na balança dinamométrica (continua).

Medidas	Massa [kg]	Balança [kg red]	Torque [N.m]	Fator da Potência
13C	5,4428	7,7	57,58	6,03
14A	5,8662	8,35	62,06	6,50
14B	5,8662	8,25	62,06	6,50
14C	5,8662	8,35	62,06	6,50
15A	6,2886	8,8	66,52	6,97
15B	6,2886	8,9	66,52	6,97
15C	6,2886	9	66,52	6,97
16A	6,581	9,25	69,62	7,29
16B	6,581	9,2	69,62	7,29
16C	6,581	9,45	69,62	7,29
17A	6,9987	9,8	74,04	7,75
17B	6,9987	10	74,04	7,75
17C	6,9987	10,05	74,04	7,75
18A	7,4191	10,25	78,48	8,22
18B	7,4191	10,5	78,48	8,22
18C	7,4191	10,5	78,48	8,22
19A	7,8425	10,9	82,96	8,69
19B	7,8425	11,05	82,96	8,69
19C	7,8425	11,05	82,96	8,69
20A	8,2649	11,6	87,43	9,16
20B	8,2649	11,55	87,43	9,16
20C	8,2649	11,75	87,43	9,16
21A	8,7876	12,25	92,96	9,73
21B	8,7876	12,4	92,96	9,73
21C	8,7876	12,45	92,96	9,73
22A	9,2053	12,9	97,38	10,20
22B	9,2053	12,9	97,38	10,20
22C	9,2053	13,15	97,38	10,20
23A	9,6257	13,45	101,83	10,66
23B	9,6257	13,6	101,83	10,66
23C	9,6257	13,7	101,83	10,66
24A	10,0491	14,05	106,30	11,13
24B	10,0491	14,25	106,30	11,13
24C	10,0491	14,4	106,30	11,13
25A	10,4715	14,7	110,77	11,60
25B	10,4715	14,8	110,77	11,60
25C	10,4715	14,85	110,77	11,60
26A	12,1533	17,25	128,56	13,46

Tabela D1 - Torque e fator da potência em função da massa aplicada na balança dinamométrica (conclusão).

Medidas	Massa [kg]	Balança [kg red]	Torque [N.m]	Fator da Potência
26B	12,1533	17,35	128,56	13,46
26C	12,1533	17,5	128,56	13,46
27A	13,1189	18,7	138,78	14,53
27B	13,1189	18,7	138,78	14,53
27C	13,1189	18,9	138,78	14,53
28A	14,0312	20,1	148,43	15,54
28B	14,0312	20,2	148,43	15,54
28C	14,0312	20,25	148,43	15,54
29A	14,9968	21,55	158,64	16,61
29B	14,9968	21,6	158,64	16,61
29C	14,9968	21,4	158,64	16,61
30A	16,1829	23,25	171,19	17,93
30B	16,1829	23,25	171,19	17,93
30C	16,1829	23,3	171,19	17,93

Os dados da Tabela D1 foram tabelados usando o programa Excel 2003. Este programa também foi usado para encontrar a reta de ajuste por regressão linear para o torque e para o fator da potência em função da massa observada na balança dinamométrica.

Foram obtidos para cada reta ajustada o coeficiente de determinação r^2 (função RQUAD) e o erro padrão (função EPADYX) do valor y (torque ou fator da potência) previsto para cada x (massa observada na balança dinamométrica) da regressão. O erro padrão é uma medida da quantidade de erro na previsão de um valor de y em função de um valor de x .

A função EPADYX utilizada pelo programa Excel 2003 é expressa pela equação (D5).

$$EP = \sqrt{\frac{1}{n-2} \left[\sum (y - \bar{y})^2 - \frac{\sum \left[(x - \bar{x}) (y - \bar{y}) \right]^2}{\sum (x - \bar{x})^2} \right]} \quad (D5)$$

A Figura D4 apresenta a reta de ajuste do torque em função da massa observada na balança dinamométrica. O coeficiente de determinação (r^2) encontrado é igual a 0,9997.

Figura D4 - Torque em função da massa observada na balança dinamométrica (kg red).

Adequando a nomenclatura à equação da reta y apresentada no gráfico da Figura D4, tem-se a equação D6, em que kg red é o valor observado na balança dinamométrica.

$$Torque[Nm] = 7,2858kgred + 2,1845 \quad (D6)$$

O erro padrão encontrado para a equação (D6) é de 0,7831Nm.

A Figura D5 apresenta a reta de ajuste do fator da potência em função da massa observada na balança dinamométrica. O coeficiente de determinação (r^2) encontrado é igual a 0,9997.

Adequando a nomenclatura à equação da reta y apresentada no gráfico da Figura D5, tem-se a equação (D7), em que kgred é o valor observado na balança dinamométrica.

$$Fator \ da \ Potência = 0,763kgred + 0,2288 \quad (D7)$$

O erro padrão encontrado para a equação (D7) é de 0,082 unidades de fator da potência.

A equação (D7) foi obtida para facilitar os cálculos durante a realização dos experimentos.

Figura D5 - Fator da potência em função da massa observada na balança dinamométrica (kg red).

APÊNDICE E - Obtenção da relação de compressão do motor VW AT 1000 8V

Martins (2006) define a relação de compressão de um motor de acordo com a equação (E1), em que T_r é a relação de compressão, V_c é o volume do cilindro, V_{cc} é o volume da câmara de combustão e V_{total} é o volume da câmara de combustão mais o volume do cilindro.

$$T_r = \frac{(V_c + V_{cc})}{V_{cc}} = \frac{V_{total}}{V_{cc}} \quad (E1)$$

A Figura E1 mostra um diagrama do conjunto cilindro-pistão-biela de um motor, em que é possível visualizar os volumes utilizados para o cálculo da relação de compressão: o diâmetro do cilindro (D_{CIL}) e o curso do pistão (C_{PIS}) entre o ponto morto superior (PMS) e o ponto morto inferior (PMI).

Figura E1 - Diagrama do conjunto cilindro-pistão-biela de um motor.

O volume de um cilindro (V_c) é obtido pela equação (E2).

$$V_c = \frac{\pi D_{CIL}^2 C_{PIS}}{4} \quad (E2)$$

O volume da câmara de combustão pode ser obtido, segundo Martins (2006), preenchendo o seu volume com óleo ou outro líquido por meio do orifício da vela, com a ajuda de uma proveta ou seringa graduada.

Este procedimento, apesar de facilitar a medida, pois não é necessário desmontar o motor, pode conter desvios devido à ocorrência de vazamentos pelas folgas entre o pistão e o cilindro.

Para evitar estes vazamentos o volume da câmara de combustão foi medido em três etapas (ou volumes) com o motor desmontado, como mostra a Figura E2, em que V_{cab} é o volume da cavidade do cabeçote, V_{junta} é o volume da junta do cabeçote (calculado em função da espessura da junta (h_j)) e V_{pis} é o volume composto pelo volume da cavidade do pistão, pelo volume da folga (h_f) entre o topo do pistão e a face superior do bloco do motor e pelo volume entre o primeiro anel de vedação e o topo do pistão.

Figura E2 - Volumes que compõem o volume total da câmara de combustão.

A equação (E3) representa o volume da câmara de combustão em função dos três volumes estabelecidos.

$$V_{cc} = V_{cab} + V_{junta} + V_{pis} \quad (E3)$$

E.1 DETERMINAÇÃO DO VOLUME DO CILINDRO (V_C)

Para obter o volume do cilindro (V_C) foi necessário obter o diâmetro do cilindro e o curso do pistão.

E.1.1 Determinação do diâmetro do cilindro (D_{CIL})

A medição do diâmetro foi realizada em quatro raios distintos dos cilindros, como mostra a Figura E3, e dividindo visualmente a altura dos cilindros em três partes: topo, meio e fundo. Os instrumentos de medição empregados foram um súbito e um micrômetro da marca Mitutoyo, com faixa de medição de 50 a 100 mm e resolução de 0,01 mm.

Figura E3 - Direções dos diâmetros medidos nos cilindros.

A Figura E4 mostra o procedimento para realização de uma das medidas do diâmetro do cilindro.

Figura E4 - Procedimento de medição do diâmetro do cilindro.

Este procedimento resultou em 12 medidas em cada cilindro do motor e um total de 48 medidas. A Tabela E1 mostra os diâmetros (D_{CIL}) encontrados para cada cilindro, as médias das medidas, as incertezas padrão, os intervalos de confiança, obtidos com 95% de confiança para as médias e a incerteza padrão combinada (u_c).

Tabela E1 - Diâmetros (D_{CIL}) referentes a cada cilindro do motor.

Medidas	D _{CIL} referente a cada cilindro [mm]			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
1ª Medida - Topo	67,11	67,11	67,12	67,12
2ª Medida - Topo	67,12	67,12	67,12	67,12
3ª Medida - Topo	67,12	67,12	67,13	67,13
4ª Medida - Topo	67,11	67,11	67,11	67,11
5ª Medida - Meio	67,11	67,11	67,12	67,11
6ª Medida - Meio	67,12	67,12	67,12	67,12
7ª Medida - Meio	67,12	67,12	67,12	67,12
8ª Medida - Meio	67,11	67,11	67,12	67,11
9ª Medida - Fundo	67,11	67,12	67,12	67,11
10ª Medida - Fundo	67,12	67,12	67,12	67,12
11ª Medida - Fundo	67,12	67,12	67,12	67,12
12ª Medida - Fundo	67,11	67,11	67,12	67,11
Média	67,12	67,12	67,12	67,12
Incerteza Padrão [mm]	0,01	0,01	0,01	0,01
Erro (nível de confiança: $\alpha=0,05$)	0,01	0,01	0,01	0,01
Extremo superior do INCO (95%)	67,13	67,13	67,13	67,13
Extremo inferior do INCO (95%)	67,10	67,10	67,11	67,10
INCO = Intervalo de confiança; GL=12-1=11; $t_{\alpha/2}=2,201$				
Média dos 4 cilindros: D _{CIL} [mm]	67,12			
Incerteza padrão combinada (u_c) [mm]	0,02			

De acordo com a Tabela E1 pode-se dizer que o diâmetro médio do cilindro (D_{CIL}) é de 67,12 (0,02) mm, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores dos diâmetros foram expressos em mm para facilitar a visualização dos dados obtidos.

A incerteza padrão combinada foi calculada utilizando-se a equação (E4), adaptada da equação apresentada pelo Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (2003), em que $u_1(vm)$, $u_2(vm)$, $u_3(vm)$ e $u_4(vm)$ são as incertezas padrão (desvios padrão) de cada estimativa do valor mensurado (vm) - neste caso o valor mensurado é o diâmetro referente a cada cilindro (D_{CIL1} , D_{CIL2} , D_{CIL3} e D_{CIL4}).

$$u_c = \sqrt{u_1^2(D_{CIL1}) + u_2^2(D_{CIL2}) + u_3^2(D_{CIL3}) + u_4^2(D_{CIL4})} \quad (E4)$$

Segundo o Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (2003), incerteza padrão é definida como a incerteza do resultado de uma medição determinada pelo desvio padrão das medidas.

A equação (E4) será empregada para o cálculo de todos dos valores de incertezas padrão combinadas apresentadas nas tabelas que constituem este apêndice.

E.1.2 Determinação do curso do cilindro (C_{PIS})

Para determinar o curso do pistão foi necessário medir duas alturas: altura h_f (folga entre o topo do pistão e a face superior do bloco do motor) e altura total ($h_f + C_{PIS}$), ambas as medidas nos mesmos quatro raios em que foram medidos os diâmetros do cilindro, de acordo com a Figura E3.

O instrumento utilizado para efetuar as medidas das alturas h_f e total foi um paquímetro da marca Mitutoyo, com faixa de medição de 0 a 200 mm e resolução de 0,05 mm.

A Figura E5 mostra o procedimento de medição da altura h_f .

Figura E5 - Procedimento de medição da altura h_f .

O procedimento de medição da altura h_f totalizou 16 medidas. A Tabela E2 mostra os valores de h_f encontrados para cada cilindro, as médias das medidas, as incertezas padrão, os intervalos de confiança, obtidos com 95% de confiança para as médias e a incerteza padrão combinada (u_c).

Tabela E2 - Alturas h_f referentes a cada cilindro do motor.

Medidas	h_f referente a cada cilindro [mm]			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
1ª Medida	0,30	0,20	0,30	0,30
2ª Medida	0,30	0,30	0,40	0,40
3ª Medida	0,25	0,40	0,40	0,40
4ª Medida	0,30	0,30	0,25	0,40
Média	0,29	0,30	0,34	0,38
Incerteza Padrão [mm]	0,01	0,04	0,04	0,02
Erro (nível de confiança: $\alpha=0,05$)	0,05	0,15	0,14	0,09
Extremo superior do INCO (95%)	0,35	0,50	0,52	0,50
Extremo inferior do INCO (95%)	0,23	0,10	0,15	0,25
INCO = Intervalo de confiança; $GL=4-1=3$; $t_{\alpha/2}=3,182$				
Média dos 4 cilindros: h_f [mm]	0,33			
Incerteza padrão combinada (u_c) [mm]	0,06			

De acordo com a Tabela E2 pode-se dizer que a altura h_f média é de 0,33 (0,06) mm, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores das alturas foram expressos em mm para facilitar a visualização dos dados obtidos.

O mesmo procedimento apresentado na Figura E5 foi empregado para efetuar a medição da altura total ($h_f + C_{PIS}$).

O procedimento de medição da altura total totalizou 16 medidas. A Tabela E3 mostra os valores da altura total ($h_f + C_{PIS}$) encontrados para cada cilindro, as médias das medidas, os intervalos de confiança, obtidos com 95% de confiança para as médias e a incerteza padrão combinada (u_c).

De acordo com a Tabela E3 pode-se dizer que a altura total média ($h_f + C_{PIS}$) é de 70,81 (0,09) mm, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores das alturas foram expressos em mm para facilitar a visualização dos dados obtidos.

Tabela E3 - Alturas totais ($h_f + C_{PIS}$) referentes a cada cilindro do motor.

Medidas	$h_f + C_{PIS}$ referente a cada cilindro [mm]			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
1ª Medida	70,60	70,70	70,70	70,80
2ª Medida	70,80	70,80	70,85	70,90
3ª Medida	70,80	71,00	70,85	70,90
4ª Medida	70,80	70,80	70,80	70,90
Média	70,75	70,82	70,80	70,88
Incerteza Padrão [mm]	0,05	0,06	0,04	0,02
Erro (nível de confiança: $\alpha=0,05$)	0,18	0,23	0,13	0,09
Extremo superior do INCO (95%)	71,00	71,14	70,98	71,00
Extremo inferior do INCO (95%)	70,50	70,51	70,62	70,75
INCO = Intervalo de confiança; $GL=4-1=3$; $t_{\alpha/2}=3,182$				
Média dos 4 cilindros: $h_f + C_{PIS}$ [mm]	70,81			
Incerteza padrão combinada (u_c) [mm]	0,09			

E.1.2.1 Cálculo do curso do cilindro e sua incerteza padrão combinada

O curso do cilindro pode ser obtido subtraindo a altura h_f da altura total ($h_f + C_{PIS}$), conforme mostra a equação (E5).

$$C_{PIS} = \text{Altura Total} - h_f \quad (E5)$$

Atribuindo os valores de h_f e da altura total na equação (E5) pode-se obter o valor do curso do pistão para cada cilindro e também para a média de todos os cilindros. A incerteza padrão combinada pode ser obtida reescrevendo a equação (E4) da forma apresentada pela equação (E6), válida para propagação de incertezas relacionada à adição e subtração de grandezas.

$$u_{c \text{ adição}} = \sqrt{u_1^2(\text{Altura Total}) + u_2^2(h_f)} \quad (E6)$$

A Tabela E4 apresenta os valores do curso do pistão (C_{PIS}) encontrados para cada cilindro, para a média dos quatro cilindros e as incertezas padrões combinadas ($u_{c \text{ adição}}$).

De acordo com a Tabela E4 pode-se dizer que o curso médio do pistão (C_{PIS}) é de 70,44 (0,11) mm, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores dos cursos dos pistões foram expressos em mm para facilitar a visualização dos dados obtidos.

Tabela E4 - Valores obtidos dos cursos dos pistões (C_{pis}).

Valores obtidos	Cilindros			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Curso do pistão (C_{pis}) [mm]	70,46	70,52	70,46	70,50
Incerteza padrão combinada ($u_{c \text{ adição}}$) [mm]	0,05	0,07	0,06	0,03
Média dos 4 cilindros: C_{pis} [mm]	70,48			
Incerteza padrão combinada ($u_{c \text{ adição}}$) [mm]	0,11			

E.1.3 Cálculo do volume do cilindro e sua incerteza padrão combinada

A equação que representa o volume do cilindro, equação (E2), pode ser reescrita como mostra a equação (E7).

$$V_c = \frac{\pi D_{CIL}^2 C_{pis}}{4} = \frac{\pi}{4} D_{CIL}^2 C_{pis} = c_1 D_{CIL}^{c_2} C_{pis} \quad (E7)$$

Considerando os valores de c_1 e c_2 como constantes numéricas exatas, ou com erros desprezíveis, pode-se obter a incerteza padrão combinada utilizando a equação de propagação de incertezas apresentada por Cruz et al. (1997), que pode ser reescrita segundo a nomenclatura apresentada por Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (2003) como mostra a equação (E8).

$$u_{c \text{ exp}} = \bar{V}_c * \sqrt{\left(\frac{2 * u_c(D_{CIL})}{\bar{D}_{CIL}} \right)^2 + \left(\frac{u_c(C_{pis})}{\bar{C}_{pis}} \right)^2} \quad (E8)$$

em que:

$u_{c \text{ exp}}$ = incerteza padrão combinada para funções do tipo da equação (E7)

$u_c(D_{CIL})$ = incerteza padrão do valor encontrado para o diâmetro do cilindro;

$u_c(C_{pis})$ = incerteza padrão do valor encontrado para o curso do pistão;

$\bar{D}_{CIL}$ = média dos valores encontrados na medição do diâmetro do cilindro, e

$\bar{C}_{pis}$ = média dos valores encontrados na medição do curso do pistão.

A Tabela E5 apresenta os valores do volume do cilindro (V_c) encontrados para cada cilindro, para a média dos quatro cilindros e as incertezas padrões combinadas ($u_{c \text{ exp}}$).

Tabela E5 - Valores obtidos dos volumes dos cilindros (V_C)

Valores obtidos	Cilindros			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Volume do Cilindro (V_C) [mL]	249,280	249,507	249,317	249,425
Incerteza padrão combinada ($u_{c \text{ exp}}$) [mL]	0,192	0,258	0,225	0,130
Média dos 4 cilindros: V_C [mL]	249,382			
Incerteza padrão combinada ($u_{c \text{ adição}}$) [mL]	0,413			

De acordo com a Tabela E5 pode-se dizer que o volume médio do cilindro (V_C) é de 249,382 (0,413) ml, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores dos volumes dos cilindros foram expressos em ml para facilitar a visualização dos dados obtidos. Foi adicionado de forma proposital (e incorreta, pois o número correto de algarismos significativos de um resultado é igual ao do elemento somado com menor precisão) mais um algarismo significativo nos resultados do volume do cilindro para permitir a visualização dos valores obtidos das incertezas padrões combinadas.

E.2 DETERMINAÇÃO DO VOLUME DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

E.2.1 Volume da cavidade do cabeçote (V_{cab})

O primeiro volume obtido para compor o volume final da câmara de combustão foi o volume da cavidade do cabeçote.

Uma placa de acrílico, com um furo central de 1/4 de polegada, foi posicionada sobre o centro da cavidade do cabeçote referente a cada cilindro e vedada com uma fina camada de vaselina.

Utilizando-se uma bureta de vidro de 25 ml (resolução de 0,1 ml) com torneira de teflon, foi inserido querosene pelo orifício da placa até preencher toda a cavidade do cabeçote (em cada cilindro).

A Figura E6 mostra o arranjo para determinação do volume da cavidade do cabeçote.

Figura E6 - Arranjo montado para medir o volume da cavidade do cabeçote.

Este procedimento foi repetido três vezes em cada cilindro, totalizando 12 medidas. A Tabela E6 mostra os volumes encontrados para cada cilindro, as médias das medidas, as incertezas padrão, os intervalos de confiança, obtidos com 95% de confiança para as médias e a incerteza padrão combinada (u_c).

Tabela E6 - Volumes das cavidades do cabeçote referentes a cada cilindro do motor.

Medidas	V _{cab} referente a cada cilindro [mL]			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
1ª Medida	13,90	13,80	13,60	13,80
2ª Medida	13,90	13,70	13,80	13,80
3ª Medida	13,90	13,70	13,60	13,90
Média	13,90	13,73	13,67	13,83
Incerteza Padrão [ml]	0,01	0,03	0,06	0,03
Erro (nível de confiança: $\alpha=0,05$)	0,01	0,14	0,29	0,14
Extremo superior do INCO (95%)	13,91	13,88	13,95	13,98
Extremo inferior do INCO (95%)	13,89	13,59	13,38	13,69
INCO = Intervalo de confiança; $GL=3-1=2$; $t_{\alpha/2}=4,303$				
Média dos 4 cilindros: V _{cab} [ml]	13,78			
Incerteza padrão combinada (u_c) [ml]	0,07			

Conforme a Tabela E6 pode-se dizer que o volume médio da cavidade do cabeçote é de 13,78 (0,07) ml, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c

(incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores dos volumes foram expressos em ml para facilitar a visualização dos dados obtidos.

E.2.2 Volume da junta do cabeçote (V_{junta})

O volume da junta do cabeçote foi calculado utilizando o valor da espessura da junta (altura h_j) e supondo que o diâmetro da circunferência da junta é igual ao diâmetro do cilindro (D_{CIL}). Essa hipótese foi assumida porque não foi possível obter o volume da junta juntamente com o volume da cavidade do cabeçote devido às dificuldades encontradas para vedar o conjunto cabeçote e junta utilizando uma placa de acrílico.

As espessuras da junta (h_j) foram medidas nos quatro raios em que foram medidos os diâmetros dos cilindros, conforme mostra a Figura E3.

O instrumento utilizado para efetuar as medidas de h_j foi um paquímetro da marca Mitutoyo, com faixa de medição de 0 a 200 mm e resolução de 0,05 mm.

O procedimento de medição da espessura da junta totalizou 16 medidas. A Tabela E7 mostra os valores da espessura da junta (h_j) encontrados para cada cilindro, as médias das medidas, os intervalos de confiança, obtidos com 95% de confiança para as médias e a incerteza padrão combinada (u_c).

Tabela E7 - Espessuras da junta do cabeçote (h_j) referentes a cada cilindro do motor.				
Medidas	h_j referente a cada cilindro [mm]			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
1ª Medida	0,50	0,45	0,45	0,50
2ª Medida	0,50	0,50	0,55	0,55
3ª Medida	0,50	0,50	0,50	0,55
4ª Medida	0,50	0,50	0,50	0,45
Média	0,50	0,49	0,50	0,51
Incerteza Padrão [mm]	0,01	0,01	0,02	0,02
Erro (nível de confiança: $\alpha=0,05$)	0,01	0,05	0,08	0,09
Extremo superior do INCO (95%)	0,51	0,55	0,60	0,63
Extremo inferior do INCO (95%)	0,49	0,43	0,40	0,39
INCO = Intervalo de confiança; $GL=4-1=3$; $t_{\alpha/2}=3,182$				
Média dos 4 cilindros: h_j [mm]	0,50			
Incerteza padrão combinada (u_c) [mm]	0,03			

De acordo com a Tabela E7 pode-se dizer que a espessura média da junta do cabeçote (h_j) é de 0,50 (0,03) mm, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c .

(incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores das espessuras foram expressos em mm para facilitar a visualização dos dados obtidos.

E.2.2.1 Cálculo do volume da junta do cabeçote (V_{junta})

O volume da junta do cabeçote foi obtido substituindo o valor de C_{PIS} por h_j na equação E2.

A incerteza padrão combinada foi obtida substituindo o valor de C_{PIS} por h_j na equação E8.

A Tabela E8 apresenta os valores do volume da junta do cabeçote (V_{junta}) encontrados para cada cilindro, para a média dos quatro cilindros e as incertezas padrões combinadas ($u_{c\ exp}$).

Tabela E8 - Valores obtidos dos volumes da junta do cabeçote (V_{junta}).

Valores obtidos	Cilindros			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Volume da Junta (V_{junta}) [mL]	1,77	1,72	1,77	1,81
Incerteza padrão combinada ($u_{c\ exp}$) [mL]	0,04	0,04	0,07	0,07
Média dos 4 cilindros: V_{junta} [mL]	1,77			
Incerteza padrão combinada ($u_{c\ adição}$) [mL]	0,11			

De acordo com a Tabela E8 pode-se dizer que o volume médio da junta do cabeçote (V_{junta}) é de 1,77 (0,11) ml, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores dos volumes dos cilindros foram expressos em ml para facilitar a visualização dos dados obtidos.

E.2.3 Volume V_{pis}

O V_{pis} é o volume composto pelo volume da cavidade do pistão, pelo volume da folga entre o topo do pistão e a face superior do bloco do motor e pelo volume da folga entre o primeiro anel de vedação e o topo do pistão. A Figura E7 mostra o arranjo montado para medição do V_{pis} .

Para evitar vazamentos foi inserida uma pequena quantidade de vaselina sólida entre o primeiro anel de vedação e a parede do cilindro.

Uma placa de acrílico, com um furo central de 1/4 de polegada, foi posicionada sobre o bloco do motor no centro de cada cilindro e vedada com uma fina camada de vaselina.

Utilizando-se a mesma bureta do arranjo montado para medir o volume da cavidade do cabeçote, foi inserido querosene pelo orifício da placa até preencher todas as cavidades (pistão e folgas).

Figura E7 - Arranjo montado para medir o volume V_{pis} .

Este procedimento foi repetido três vezes em cada cilindro, totalizando 12 medidas. A Tabela E9 mostra os volumes encontrados para cada cilindro, as médias das medidas, os intervalos de confiança, obtidos com 95% de confiança para as médias e a incerteza padrão combinada (u_c).

De acordo com a Tabela E9 pode-se dizer que o volume médio V_{pis} é de 4,50 (0,09) ml, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores dos volumes foram expressos em ml para facilitar a visualização dos dados obtidos.

Tabela E9 - Volumes das cavidades (pistão e folgas) referentes a cada cilindro do motor.

Medidas	V _{pis} referente a cada cilindro [mL]			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
1ª Medida	4,40	4,40	4,30	4,70
2ª Medida	4,40	4,50	4,50	4,60
3ª Medida	4,40	4,50	4,60	4,70
Média	4,40	4,47	4,47	4,67
Incerteza Padrão [ml]	0,01	0,03	0,08	0,03
Erro (nível de confiança: $\alpha=0,05$)	0,00	0,14	0,38	0,14
Extremo superior do INCO (95%)	4,40	4,61	4,85	4,81
Extremo inferior do INCO (95%)	4,40	4,32	4,09	4,52
INCO = Intervalo de confiança; GL=3-1=2; $t_{\alpha/2}=4,303$				
Média dos 4 cilindros: V _{pis} [ml]	4,50			
Incerteza padrão combinada (u _c) [ml]	0,09			

E.2.4 Cálculo do volume da câmara de combustão

Como determinado pela equação (E3) o volume da câmara de combustão é a somatória dos volumes da cavidade do cabeçote (V_{cab}), da junta do cabeçote (V_{junta}) e do volume V_{pis} .

A incerteza padrão combinada do valor medido do volume da câmara de combustão pode ser obtida reescrevendo a equação (E4) da forma apresentada pela equação (E9), válida para propagação de incertezas relacionada à adição (ou subtração) de grandezas.

$$u_{c \text{ adição}} = \sqrt{u_1^2(V_{cab}) + u_2^2(V_{junta}) + u_1^2(V_{pis})} \quad (E9)$$

A Tabela E10 apresenta os valores do volume da câmara de combustão (V_{CC}) encontrados para cada cilindro, para a média dos quatro cilindros e as incertezas padrão combinadas ($u_{c \text{ adição}}$).

Tabela E10 - Valores obtidos dos volumes das câmaras de combustão (V_{CC}).

Valores obtidos	Cilindros			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Volume da Câmara de Combustão (V_{CC}) [mL]	20,07	19,92	19,91	20,31
Incerteza padrão combinada ($u_{c \text{ adição}}$) [mL]	0,02	0,02	0,04	0,04
Média dos 4 cilindros: V_{CC} [mL]	20,05			
Incerteza padrão combinada ($u_{c \text{ adição}}$) [mL]	0,06			

De acordo com a Tabela E10 pode-se expor que o volume médio da câmara de combustão (V_{CC}) é de 20,05 (0,02) ml, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores dos volumes das câmaras de combustão foram expressos em ml para facilitar a visualização dos dados obtidos.

E.3 CÁLCULO DA RELAÇÃO DE COMPRESSÃO DO MOTOR (T_R)

O volume total (V_{total}) utilizado na equação (E1) foi obtido somando os resultados encontrados para o volume da câmara de combustão e para o volume do cilindro.

A incerteza padrão do volume total foi obtida substituindo na equação (E6) os valores da altura total e de h_f pelos valores do volume da câmara de combustão (V_{CC}) e do volume do cilindro (V_C), respectivamente.

A Tabela E11 apresenta os valores do volume total (V_{total}) encontrados para cada cilindro, para a média dos quatro cilindros e as incertezas padrões combinadas ($u_{c\text{ adição}}$).

Tabela E11 - Valores obtidos dos volumes totais (V_{total}).

Valores obtidos	Cilindros			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Volume Total (V_{total}) [mL]	269,35	269,43	269,23	269,74
Incerteza padrão combinada ($u_{c\text{ adição}}$) [mL]	0,01	0,01	0,01	0,01
Média dos 4 cilindros: V_{total} [mL]	269,43			
Incerteza padrão combinada ($u_{c\text{ adição}}$) [mL]	0,02			

De acordo com a Tabela E11 pode-se escrever que o volume médio total (V_{total}) é de 269,43 (0,02) ml, em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado. Os valores dos volumes totais foram expressos em ml para facilitar a visualização dos dados obtidos.

De posse de todos os valores obtidos nas medições pode-se calcular o valor da relação de compressão utilizando a equação (E1).

A incerteza padrão combinada ($u_{c\text{ quociente}}$) para a função apresentada pela equação (E1), ou seja, um quociente de grandezas, pode ser calculada utilizando a equação de propagação de incertezas apresentada por Cruz et al. (1997), que pode ser reescrita segundo a nomenclatura apresentada pelo Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (2003) como mostra a equação (E10).

$$u_{c \text{ quociente}} = \bar{T}_r \sqrt{\left(\frac{u_c(V_{total})}{\bar{V}_{total}} \right)^2 + \left(\frac{u_c(V_{CC})}{\bar{V}_{CC}} \right)^2} \quad (E10)$$

em que:

$u_{c \text{ quociente}}$ = incerteza padrão combinada para funções do tipo da equação (E1)

$u_c(V_{total})$ = incerteza padrão do valor encontrado para o volume total;

$u_c(V_{CC})$ = incerteza padrão do valor encontrado para o volume da câmara de combustão;

$\bar{V}_{total}$ = média dos valores encontrados na medição do volume total;

$\bar{V}_{CC}$ = média dos valores encontrados na medição do volume da câmara de combustão.

A Tabela E12 apresenta os valores da relação de compressão (T_r) encontrados para cada cilindro, para a média dos quatro cilindros e as incertezas padrões combinadas ($u_{c \text{ quociente}}$).

Tabela E12 - Valores obtidos das taxas de compressão do motor (T_r).

Valores obtidos	Cilindros			
	Primeiro	Segundo	Terceiro	Quarto
Relação de compressão (T_r)	13,42	13,52	13,52	13,28
Incerteza padrão combinada ($u_{c \text{ quociente}}$)	0,01	0,01	0,03	0,03
Média dos 4 cilindros: T_r	13,44			
Incerteza padrão combinada ($u_{c \text{ adição}}$)	0,04			

De acordo com a Tabela E12 pode-se dizer que a relação de compressão média do motor (T_r) é de 13,44 : 1 (0,04), em que o número expresso entre parênteses é o valor numérico de u_c (incerteza padrão combinada) expresso na unidade do resultado mencionado (neste caso adimensional).

APÊNDICE F - Calibração do transdutor de temperatura do líquido de arrefecimento

O transdutor de temperatura, modelo MTE-4053, foi utilizado para monitorar a temperatura do líquido de arrefecimento do motor.

Este transdutor é um termistor do tipo NTC (*negative temperature coefficient* - coeficiente de temperatura negativo), que apresenta uma diminuição da sua resistência (resistência variável) com o aumento da temperatura.

Para obter a curva de calibração deste transdutor foi montado um circuito que permite observar os valores de saída (tensão $+V_s$) do transdutor em função da temperatura aplicada ao seu elemento sensor. Este circuito é um divisor de tensão montado com dois resistores em série, um de resistência constante ($R_1 \approx 2,7 \text{ k}\Omega$) e outro de resistência variável (NTC 4053), alimentados por uma fonte de corrente contínua ($V_{ref} \approx 5 \text{ V}$). A Figura F1 mostra os elementos deste circuito.

Figura F1 - Circuito do sistema de calibração do transdutor de temperatura NTC 4053.

Diversas temperaturas constantes foram aplicadas ao elemento sensor do transdutor NTC 4053 por meio de sua imersão em um banho termostático da marca Haake, modelo C35&F6.

A Tabela F1 apresenta dos valores obtidos durante as três repetições da medição da tensão de saída ($+V_s$) do transdutor NTC4053 em função das temperaturas aplicadas no seu elemento sensor.

Tabela F1 - Tensões de saída ($+V_s$) em função das temperaturas atribuídas ao elemento sensor do transdutor NTC 4053.

Temperatura [°C]	Tensão [V] ($+V_s$)		
	Repetição 1	Repetição 2	Repetição 3
0	3,7634	3,7755	3,7444
5	3,5343	3,5486	3,5467
10	3,2992	3,3084	3,3058
15	3,0467	3,0508	3,0354
20	2,7737	2,7793	2,7699
25	2,517	2,5117	2,5057
30	2,2577	2,2577	2,2505
35	2,0106	2,0058	2,0005
40	1,7771	1,7735	1,7737
45	1,5612	1,5553	1,562
50	1,3713	1,3633	1,3695
55	1,1966	1,1916	1,195
60	1,0432	1,0354	1,0432
65	0,9064	0,9014	0,9041
70	0,7896	0,7828	0,7865
75	0,6861	0,6789	0,6833
80	0,5966	0,5902	0,5941
85	0,5198	0,5124	0,5167
90	0,4489	0,4458	0,4495
95	0,3934	0,3887	0,3923
100	0,3411	0,345	0,3484
101	0,3298	0,3379	0,3256
102	0,3234	0,3168	0,3248
103	0,3134	0,3084	0,318
104	0,3051	0,3093	0,3057
105	0,2993	0,2926	0,2971
106	0,2901	0,2936	0,2919
107	0,2839	0,2863	0,2864
108	0,2711	0,2785	0,277
109	0,269	0,2634	0,2699
110	0,2623	0,264	0,2566

A Tabela F2 apresenta os valores da tensão de alimentação (V_{ref}) da fonte de corrente contínua e os valores da resistência R_I obtidos durante as três repetições da medição da tensão de saída ($+V_s$).

Tabela F2 - Valores de V_{ref} e R_I obtidos durante as três repetições da medição de V_s .

Repetições	V_{ref} [V]	R_I [Ω]
Repetição 1	4,9987	2707,5
Repetição 2	4,9966	2705,3
Repetição 3	4,9976	2706,4

Pode-se observar na Tabela F2 que não houve variações significativas de V_{ref} e R_I durante a medição que pudessem afetar os resultados obtidos de V_s .

A Figura F2 apresenta a curva de ajuste da tensão de saída do transdutor ($+V_s$) em função da temperatura aplicada no banho termostático (y). O coeficiente de determinação (r^2) encontrado é igual a 0,9998. O erro padrão, com nível de confiança de 95%.

Figura F2 - Tensão de saída (V_s) em função da temperatura (y).

Adequando a nomenclatura à equação da curva y apresentada no gráfico da Figura F2, tem-se a equação (F1).

$$Temperatura = -1,268V_s^5 + 14,522V_s^4 - 64,627V_s^3 + 141,46V_s^2 - 175,74V_s + 146,43 \quad (F1)$$

APÊNDICE G - Procedimentos adotados para preservar os equipamentos da bancada dinamométrica

As Tabelas G1 e G2 apresentam todos os procedimentos adotados para preservar os equipamentos da bancada dinamométrica antes do início das medições realizadas em cada experimento.

Tabela G1 - Procedimentos preliminares adotados na sala de ensaios.

VERIFICAR	
SALA DE ENSAIOS (sala do dinamômetro)	
1	NÍVEL DO ÓLEO DO MOTOR
2	NÍVEL DO VASO DE EXPANSÃO DOS RADIADORES
3	APERTO DOS PARAFUSOS DO CARDAN
4	APERTO DOS PARAFUSOS DO SUPORTE DO MOTOR
5	ACIONAMENTO DAS VENTONHAS
6	VEDAÇÃO DA REFRIGERAÇÃO DO TRANSDUTOR 8QP 500CA
7	VEDAÇÃO DO TRANSDUTOR DE PRESSÃO NO COL. DE ADMISSÃO
8	FILTROS DO TM131
9	REGISTROS DA LINHA DE COMBUSTÍVEL
10	TENSÃO DA BATERIA (ANTES DA PARTIDA)
11	ALTERNADOR (PÓS-PARTIDA)
12	CONEXÃO DA Sonda LAMBDA DE BANDA LARGA
13	REGISTROS D'ÁGUA DOS DINAMÔMETROS
14	NÍVEL D'ÁGUA DO PSICRÔMETRO

Tabela G2 - Procedimentos preliminares adotados na sala de monitoramento.

VERIFICAR	
SALA DE MONITORAMENTO (sala do controlador do dinamômetro)	
1	FLUXO D'ÁGUA DA BOMBA DE REFRIGERAÇÃO DO AVL
2	NÍVEL DO RESERVATÓRIO DE COMBUSTÍVEL
3	ACIONAMENTO DO CONTROLADOR WB-O2 (IGNIÇÃO LIGADA)
4	SINAIS DOS TRANSDUTORES NO VI DE AQUISIÇÃO DE DADOS
5	SINAL DA BALANÇA NO VI DE MEDIÇÃO DE CONSUMO
6	SINAL DO TM131 (SOFTGAS)

ANEXO A - Especificações técnicas do Amplificador operacional LM224A

Especificações técnicas do amplificador operacional LM224A da marca Fairchild Semiconductor®.

Internal Block Diagram:

Fonte: FAIRCHILD (2002).

Absolute Maximum Ratings:

Parameter	Symbol	LM324/LM324A
Power Supply Voltage	V _{CC}	±16 or 32
Differential Input Voltage	V _{I(DIFF)}	32
Input Voltage	V _I	-0.3 to +32
Output Short Circuit to GND V _{CC} ≤15V, T _A =25°C(one Amp)	-	Continuous
Power Dissipation, T _A =25°C 14-DIP 14-SOP	P _D	1310 640
Operating Temperature Range	T _{OPR}	0 ~ +70
Storage Temperature Range	T _{STG}	-65 ~ +150

Fonte: FAIRCHILD (2002).

Voltage Follower Pulse Response:

Fonte: FAIRCHILD (2002).

ANEXO B - Especificações técnicas do amplificador para termopares AD595AQ

Especificações técnicas do amplificador de termopares com compensação de junta fria AD595AQ da marca Analog Devices®.

Functional Block Diagram:

Fonte: ANALOG DEVICES (1999).

Basic connection (single supply operation):

Fonte: ANALOG DEVICES (1999).

AD595 - Specifications:

Model	AD595A			AD595C			Units
	Min	Typ	Max	Min	Typ	Max	
ABSOLUTE MAXIMUM RATING							
$+V_S$ to $-V_S$			36			36	Volts
Common-Mode Input Voltage	$-V_S - 0.15$		$+V_S$	$-V_S - 0.15$		$+V_S$	Volts
Differential Input Voltage	$-V_S$		$+V_S$	$-V_S$		$+V_S$	Volts
Alarm Voltages							
+ALM	$-V_S$		$-V_S + 36$	$-V_S$		$-V_S + 36$	Volts
-ALM	$-V_S$		$+V_S$	$-V_S$		$+V_S$	Volts
Operating Temperature Range	-55		+125	-55		+125	°C
Output Short Circuit to Common	Indefinite			Indefinite			
TEMPERATURE MEASUREMENT (Specified Temperature Range 0°C to +50°C)							
Calibration Error at +25°C ¹			±3			±1	°C
Stability vs. Temperature ²			±0.05			±0.025	°C/°C
Gain Error			±1.5			±0.75	%
Nominal Transfer Function			10			10	mV/°C
AMPLIFIER CHARACTERISTICS							
Closed Loop Gain ³			247.3			247.3	
Input Offset Voltage	(Temperature in °C) × 40.44 μV/°C			(Temperature in °C) × 40.44 μV/°C			μV
Input Bias Current			0.1			0.1	μA
Differential Input Range	-10		+50	-10		+50	mV
Common-Mode Range	$-V_S - 0.15$		$-V_S - 4$	$-V_S - 0.15$		$-V_S - 4$	Volts
Common-Mode Sensitivity – RTO			10			10	mV/V
Power Supply Sensitivity – RTO			10			10	mV/V
Output Voltage Range							
Dual Supply	$-V_S + 2.5$		$+V_S - 2$	$-V_S + 2.5$		$+V_S - 2$	Volts
Single Supply	0		$+V_S + 2$	0		$+V_S - 2$	Volts
Usable Output Current ⁴		±5			±5		mA
3 dB Bandwidth		15			15		kHz
ALARM CHARACTERISTICS							
$V_{CE(SAT)}$ at 2 mA		0.3			0.3		Volts
Leakage Current			±1			±1	μA max
Operating Voltage at -ALM			$+V_S - 4$			$+V_S - 4$	Volts
Short Circuit Current		20			20		mA
POWER REQUIREMENTS							
Specified Performance	$+V_S = 5, -V_S = 0$			$+V_S = 5, -V_S = 0$			Volts
Operating ⁵	$+V_S$ to $-V_S \leq 30$			$+V_S$ to $-V_S \leq 30$			Volts
Quiescent Current (No Load)							
+ V_S		160	300		160	300	μA
- V_S		100			100		μA
PACKAGE OPTION							
TO-116 (D-14)	AD595AD			AD595CD			
Cerdip (Q-14)	AD595AQ			AD595CQ			

Fonte: ANALOG DEVICES (1999).

ANEXO C - Especificações técnicas dos transdutores de pressão MPXH6115AC6T1 e MPX4250GP

Especificações técnicas do transdutor de pressão absoluta da marca Motorola, modelo MPXH6115AC6T1.

Características de operação: ($V_{supply} = 5,0 \text{ VCC}$, $T_{Ambiente} = 25^\circ\text{C}$)

Characteristic	Symbol	Min	Typ	Max	Unit
Pressure Range	P_{OP}	15	—	115	kPa
Supply Voltage ⁽¹⁾	V_S	4.75	5.0	5.25	Vdc
Supply Current	I_o	-	8.0	10	mAdc
Minimum Pressure Offset ⁽²⁾ @ $V_S = 5.0 \text{ Volts}$	V_{off}	0.133	0.200	0.268	Vdc
Full Scale Output ⁽³⁾ @ $V_S = 5.0 \text{ Volts}$	V_{FSO}	4.633	4.700	4.768	Vdc
Full Scale Span ⁽⁴⁾ @ $V_S = 5.0 \text{ Volts}$	V_{FSS}	4.433	4.500	4.568	Vdc
Accuracy ⁽⁵⁾	—	—	—	± 1.5	% V_{FSS}
Sensitivity	V/P	—	45.9	—	mV/kPa
Response Time ⁽⁶⁾	t_R	—	1.0	—	ms
Warm-Up Time ⁽⁷⁾	—	—	20	—	ms
Offset Stability ⁽⁸⁾	—	—	± 0.25	—	% V_{FSS}

1. Device is ratiometric within this specified excitation range.

2. Offset (V_{off}) is defined as the output voltage at the minimum rated pressure.

3. Full Scale Output (V_{FSO}) is defined as the output voltage at the maximum or full rated pressure.

4. Full Scale Span (V_{FSS}) is defined as the algebraic difference between the output voltage at full rated pressure and the output voltage at the minimum rated pressure.

5. Accuracy is the deviation in actual output from nominal output over the entire pressure range and temperature range as a percent of span at 25°C due to all sources of error including the following:

- Linearity: Output deviation from a straight line relationship with pressure over the specified pressure range.
- Temperature Hysteresis: Output deviation at any temperature within the operating temperature range, after the temperature is cycled to and from the minimum or maximum operating temperature points, with zero differential pressure applied.
- Pressure Hysteresis: Output deviation at any pressure within the specified range, when this pressure is cycled to and from minimum or maximum rated pressure at 25°C .
- ToSpan: Output deviation over the temperature range of 0° to 85°C , relative to 25°C .
- ToOffset: Output deviation with minimum pressure applied, over the temperature range of 0° to 85°C , relative to 25°C .

6. Response Time is defined as the time for the incremental change in the output to go from 10% to 90% of its final value when subjected to a specified step change in pressure.

7. Warm-up Time is defined as the time required for the product to meet the specified output voltage after the pressure has been stabilized.

8. Offset Stability is the product's output deviation when subjected to 1000 cycles of Pulsed Pressure, Temperature Cycling with Bias Test.

Fonte: Motorola (2009).

Resposta versus pressão absoluta:

Fonte: Motorola (2009).

Transfer Function (MPXA6115A/MPXH6115A)

Nominal Transfer Value: $V_{out} = V_S \times (0.009 \times P - 0.095)$
 $\pm (\text{Pressure Error} \times \text{Temp. Factor} \times 0.009 \times V_S)$
 $V_S = 5.0 \pm 0.25 \text{ Vdc}$

Temperature Error Band

NOTE: The Temperature Multiplier is a linear response from 0°C to -40°C and from 85°C to 125°C

Pressure Error Band

Fonte: Motorola (2009).

Descrição dos pinos deste tansdutor:

SUPER SMALL OUTLINE PACKAGE PIN NUMBERS ⁽¹⁾			
1	N/C	5	N/C
2	V _S	6	N/C
3	GND	7	N/C
4	V _{OUT}	8	N/C

1. Pins 1, 5, 6, 7, and 8 are internal device connections. Do not connect to external circuitry or ground. Pin 1 is denoted by the notch in the lead

Fonte: Motorola (2009).

Especificações técnicas do transdutor de pressão relativa da marca Motorola, modelo MPX4250GP.

Descrição dos pinos deste tansdutor:

PIN NUMBER			
1	V _{out}	4	N/C
2	Gnd	5	N/C
3	V _S	6	N/C

NOTE: Pins 4, 5, and 6 are internal device connections. Do not connect to external circuitry or ground. Pin 1 is noted by the notch in the lead.

Fonte: Motorola (2006).

Características de operação: ($V_{supply} = 5,1 \text{ VCC}$, $T_{Ambiente} = 25^\circ\text{C}$)

Characteristic	Symbol	Min	Typ	Max	Unit
Pressure Range ⁽¹⁾	P_{OP}	0	—	250	kPa
Supply Voltage ⁽²⁾	V_S	4.85	5.1	5.35	Vdc
Supply Current	I_o	—	7.0	10	mAdc
Minimum Pressure Offset @ $V_S = 5.1 \text{ Volts}$ ⁽³⁾ (0 to 85°C)	V_{off}	0.139	0.204	0.269	Vdc
Full Scale Output @ $V_S = 5.1 \text{ Volts}$ ⁽⁴⁾ (0 to 85°C)	V_{FSO}	4.844	4.909	4.974	Vdc
Full Scale Span @ $V_S = 5.1 \text{ Volts}$ ⁽⁵⁾ (0 to 85°C)	V_{FSS}	—	4.705	—	Vdc
Accuracy ⁽⁶⁾ (0 to 85°C)	—	—	—	±1.4	% V_{FSS}
Sensitivity	$\Delta V/\Delta P$	—	18.8	—	mV/kPa
Response Time ⁽⁷⁾	t_R	—	1.0	—	ms
Output Source Current at Full Scale Output	I_{o+}	—	0.1	—	mAdc
Warm-Up Time ⁽⁸⁾	—	—	20	—	ms
Offset Stability ⁽⁹⁾	—	—	±0.5	—	% V_{FSS}

1. 1.0 kPa (kiloPascal) equals 0.145 psi.

2. Device is ratiometric within this specified excitation range.

3. Offset (V_{off}) is defined as the output voltage at the minimum rated pressure.

4. Full Scale Output (V_{FSO}) is defined as the output voltage at the maximum or full rated pressure.

5. Full Scale Span (V_{FSS}) is defined as the algebraic difference between the output voltage at full rated pressure and the output voltage at the minimum rated pressure.

6. Accuracy (error budget) consists of the following:

- Linearity: Output deviation from a straight line relationship with pressure over the specified pressure range.
- Temperature Hysteresis: Output deviation at any temperature within the operating temperature range, after the temperature is cycled to and from the minimum or maximum operating temperature points, with zero differential pressure applied.
- Pressure Hysteresis: Output deviation at any pressure within the specified range, when this pressure is cycled to and from the minimum or maximum rated pressure, at 25°C.
- TcSpan: Output deviation over the temperature range of 0 to 85°C, relative to 25°C.
- TcOffset: Output deviation with minimum rated pressure applied, over the temperature range of 0 to 85°C, relative to 25°C.
- Variation from Nominal: The variation from nominal values, for Offset or Full Scale Span, as a percent of V_{FSS} , at 25°C.

7. Response Time is defined as the time for the incremental change in the output to go from 10% to 90% of its final value when subjected to a specified step change in pressure.

8. Warm-up Time is defined as the time required for the product to meet the specified output voltage after the Pressure has been stabilized.

9. Offset Stability is the product's output deviation when subjected to 1000 hours of Pulsed Pressure, Temperature Cycling with Bias Test.

Fonte: Motorola (2006).

Resposta versus pressão relativa:

Fonte: Motorola (2006).

Transfer Function (MPX4250)

Nominal Transfer Value: $V_{out} = V_S \times (0.00369 \times P + 0.04)$
 $\pm (\text{Pressure Error} \times \text{Temp. Factor} \times 0.00369 \times V_S)$
 $V_S = 5.1 \pm 0.25 \text{ Vdc}$

Temperature Error Band

NOTE: The Temperature Multiplier is a linear response from 0°C to -40°C and from 85°C to 125°C.

Fonte: Motorola (2006).

Fonte: Motorola (2006).

ANEXO D - Tabela para o procedimento de Tukey

TABLE: Q SCORES FOR TUKEY'S METHOD

$\alpha = 0.05$										$\alpha = 0.01$									
k df	2	3	4	5	6	7	8	9	10	k df	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	18.0	27.0	32.8	37.1	40.4	43.1	45.4	47.4	49.1	1	90.0	135	164	186	202	216	227	237	246
2	6.08	8.33	9.80	10.88	11.73	12.43	13.03	13.54	13.99	2	13.90	19.02	22.56	25.37	27.76	29.86	31.73	33.41	34.93
3	4.50	5.91	6.82	7.50	8.04	8.48	8.85	9.18	9.46	3	8.26	10.62	12.17	13.32	14.24	15.00	15.65	16.21	16.71
4	3.93	5.04	5.76	6.29	6.71	7.05	7.35	7.60	7.83	4	6.51	8.12	9.17	9.96	10.58	11.10	11.54	11.92	12.26
5	3.64	4.60	5.22	5.67	6.03	6.33	6.58	6.80	6.99	5	5.70	6.98	7.80	8.42	8.91	9.32	9.67	9.97	10.24
6	3.46	4.34	4.90	5.30	5.63	5.90	6.12	6.32	6.49	6	5.24	6.33	7.03	7.56	7.97	8.32	8.61	8.87	9.10
7	3.34	4.16	4.68	5.06	5.36	5.61	5.82	6.00	6.16	7	4.95	5.92	6.54	7.00	7.37	7.68	7.94	8.17	8.37
8	3.26	4.04	4.53	4.89	5.17	5.40	5.60	5.77	5.92	8	4.75	5.64	6.20	6.62	6.96	7.24	7.47	7.68	7.86
9	3.20	3.95	4.41	4.76	5.02	5.24	5.43	5.59	5.74	9	4.60	5.43	5.96	6.35	6.66	6.91	7.13	7.33	7.49
10	3.15	3.88	4.33	4.65	4.91	5.12	5.30	5.46	5.60	10	4.48	5.27	5.77	6.14	6.43	6.67	6.87	7.05	7.21
11	3.11	3.82	4.26	4.57	4.82	5.03	5.20	5.35	5.49	11	4.39	5.15	5.62	5.97	6.25	6.48	6.67	6.84	6.99
12	3.08	3.77	4.20	4.51	4.75	4.95	5.12	5.27	5.39	12	4.32	5.05	5.50	5.84	6.10	6.32	6.51	6.67	6.81
13	3.06	3.73	4.15	4.45	4.69	4.88	5.05	5.19	5.32	13	4.26	4.96	5.40	5.73	5.98	6.19	6.37	6.53	6.67
14	3.03	3.70	4.11	4.41	4.64	4.83	4.99	5.13	5.25	14	4.21	4.89	5.32	5.63	5.88	6.08	6.26	6.41	6.54
15	3.01	3.67	4.08	4.37	4.59	4.78	4.94	5.08	5.20	15	4.17	4.84	5.25	5.56	5.80	5.99	6.16	6.31	6.44
16	3.00	3.65	4.05	4.33	4.56	4.74	4.90	5.03	5.15	16	4.13	4.79	5.19	5.49	5.72	5.92	6.08	6.22	6.35
17	2.98	3.63	4.02	4.30	4.52	4.70	4.86	4.99	5.11	17	4.10	4.74	5.14	5.43	5.66	5.85	6.01	6.15	6.27
18	2.97	3.61	4.00	4.28	4.49	4.67	4.82	4.96	5.07	18	4.07	4.70	5.09	5.38	5.60	5.79	5.94	6.08	6.20
19	2.96	3.59	3.98	4.25	4.47	4.65	4.79	4.92	5.04	19	4.05	4.67	5.05	5.33	5.55	5.73	5.89	6.02	6.14
20	2.95	3.58	3.96	4.23	4.45	4.62	4.77	4.90	5.01	20	4.02	4.64	5.02	5.29	5.51	5.69	5.84	5.97	6.09
24	2.92	3.53	3.90	4.17	4.37	4.54	4.68	4.81	4.92	24	3.96	4.55	4.91	5.17	5.37	5.54	5.69	5.81	5.92
30	2.89	3.49	3.85	4.10	4.30	4.46	4.60	4.72	4.82	30	3.89	4.45	4.80	5.05	5.24	5.40	5.54	5.65	5.76
40	2.86	3.44	3.79	4.04	4.23	4.39	4.52	4.63	4.73	40	3.82	4.37	4.70	4.93	5.11	5.26	5.39	5.50	5.60
60	2.83	3.40	3.74	3.98	4.16	4.31	4.44	4.55	4.65	60	3.76	4.28	4.59	4.82	4.99	5.13	5.25	5.36	5.45
120	2.80	3.36	3.68	3.92	4.10	4.24	4.36	4.47	4.56	120	3.70	4.20	4.50	4.71	4.87	5.01	5.12	5.21	5.30
∞	2.77	3.31	3.63	3.86	4.03	4.17	4.29	4.39	4.47	∞	3.64	4.12	4.40	4.60	4.76	4.88	4.99	5.08	5.16

Fonte: TABLE... (2006).