



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DO
DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA
PROVIDO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA
CHAMAS DE CARGA ESTRATIFICADA

FERNANDO ANTONIO RODRIGUES FILHO

Belo Horizonte, dezembro de 2014

Fernando Antonio Rodrigues Filho

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DO
DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA
PROVIDO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA
CHAMAS DE CARGA ESTRATIFICADA**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle

Co-Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta

Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2014

R616p

Rodrigues Filho, Fernando Antonio.

Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada [manuscrito] / Fernando Antonio Rodrigues Filho. – 2014.

xxix,199 f., enc.: il.

Orientador: Valle.

Coorientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 171-199.

Bibliografia: f. 161-170.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Velas de ignição - Teses. 3. Automóveis - Ignição - Teses. 4. Motores de combustão interna - Teses. I. Valle, Ramón Molina. II. Baêta, José Guilherme Coelho. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)

Dedico este trabalho aos meus pais, à minha esposa Larissa e aos meus filhos
Ana Maria e Daniel.

O cavalo se prepara para a batalha, mas a vitória vem do SENHOR.

Pv 21:31

AGRADECIMENTOS

Ao Deus eterno, imortal invisível, mas real manifesto uma profunda e verdadeira gratidão. Agradeço a Deus especificamente por estar vivo e pela oportunidade de lutar em prol das pessoas que amo: minha esposa e filhos.

Agradeço ao meu pai Fernando Antonio Rodrigues pelo seu exemplo de coragem e perseverança. Pai, os resultados de sua vida de trabalho sempre me inspiram a acreditar em grandes projetos. Agradeço a minha amada mãe Maria Guilhermina Albergaria Rodrigues por uma vida de amor e exclusiva dedicação aos filhos. Agradeço especialmente por ter me transmitido não apenas os mais nobres valores morais e éticos como também uma fé inabalável no nosso Senhor e Salvador Jesus Cristo.

A mulher que amo e para sempre amarei, Larissa, pelo apoio, incentivo e pela compreensão do tempo de convívio muitas vezes sacrificado para realização deste trabalho. Aos meus filhos Ana Maria e Daniel pela vibração, abraços e beijos nas minhas raras chegadas, quando ainda estavam acordados. Vocês são o sentido da minha vida.

Vejo que a gratidão é um nobre sentimento do ser humano que resulta do reconhecimento do esforço do seu semelhante em te fazer o bem. Por isso agradeço ao meu orientador **Prof. Dr. Ramón Molina Valle** por quem tenho não apenas gratidão, mas também admiração. Obrigado pela oportunidade e pela amizade.

Novamente agradeço a Deus por ter colocado em meu caminho um dos mais conceituados doutores na área de pesquisa de motores de combustão interna no Brasil, o **Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta**. É sempre uma grande alegria poder se tornar amigo de uma pessoa respeitada e admirada por todos. Obrigado pela imensurável contribuição técnica e científica na elaboração desta tese.

Ao Prof. Dr. José Eduardo Mautone Barros por todos os conhecimentos transmitidos e acrescentados ao projeto. Pela atenção recebida em todos os momentos em que necessitei de auxílio. Agradeço especialmente pelo empréstimo de equipamentos que foram fundamentais na realização dessa pesquisa.

Ao Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti, pela sua ajuda técnica e colaboração na elaboração do trabalho. Agradeço, sobretudo pela amizade.

Ao coordenador administrativo do CTM, Alexandre Gomes, pelos diversos serviços prestados e pela amizade adquirida.

Ao Thiago Augusto Araújo Moreira pela verdadeira amizade e companheirismo nas milhares de horas dedicadas a esta pesquisa. Dessa luta conjunta surgiu uma amizade que certamente será para o resto da vida.

Ao amigo Alysson Fernandes Teixeira pela sua precoce paixão pela ciência e por não ter medido esforços para me ajudar nos inúmeros ensaios que se estenderam pelas madrugadas, finais de semana e feriados. Que Deus te abençoe!

Ao grande amigo Lucas Alexandre Gonçalves Ribeiro pelas extensas horas dedicadas para fabricação do chicote elétrico da MoTeC, primeiro funcionamento do motor e calibração do mesmo na sala dinamométrica.

Ao Marcelo Augusto Maia Pires e Bryan Castro Caetano pela importante contribuição no projeto e fabricação de peças necessárias à instalação do motor na sala dinamométrica e auxílio nos ensaios.

Ao Arthur Castilho Neves e Vinícius Faria Duarte pela significativa ajuda nos procedimentos de calibração dos sensores utilizados pela ECU para realização do controle eletrônico do motor.

Ao Paulo Henrique Garcia Ferreira e Samuel Carvalho pela grande ajuda prestada durante a realização dos ensaios.

Ao brilhante futuro engenheiro Leandro Minetti pela enorme contribuição no projeto e construção dos dispositivos eletrônicos utilizados neste trabalho.

Ao Luis Gustavo de Carvalho Monteiro e Guilherme Henrique Teixeira de Abreu pela ajuda nas inúmeras vezes em que precisamos montar e desmontar o sistema de ignição por lança chamas do protótipo.

Ao Ramiro Coelho e Roberto Schor pela ajuda prestada na execução de uma animação computacional do funcionamento do sistema de ignição por lança chamas.

Ao Engenheiro Mecânico Gabriel de Miranda Bethonico pela ajuda prestada no desenvolvimento do projeto mecânico das pré-câmaras de combustão.

Aos colegas de pós graduação Márcio Guzzo, Roberto Berlini, Carlos Alberto Jr e Leonardo Guimarães pela amizade e companheirismo.

Aos amigos e colegas de trabalho do CTM Hugo Lopes e Ítalo Lopes pela ajuda prestada em diversos momentos.

À PETROBRAS pelo aporte financeiro que viabilizou a realização desse trabalho.

Ao CNPQ e a CAPES por fomentarem a pesquisa no país.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica do CEFET-MG pelo enorme apoio prestado a execução deste trabalho de pesquisa. Agradeço em especial a compreensão do chefe do Departamento Prof. Dr. Moacir Felizardo de França Silva.

Ao Prof. Dr. Claudinei José de Oliveira pela relevante ajuda na caracterização metrológica do cabeçote do motor original.

A MAGNETI MARELLI pela fabricação e doação dos eletroinjetores utilizados nesse trabalho e em especial ao Prof. Dr. Michael Pontoppidan pelo suporte ao projeto, e pela viabilização da aquisição dos drivers de alta potência para comando dos eletroinjetores.

À GUINDAUTO – Metalúrgica São Francisco pela excelente qualidade dos serviços de usinagem prestados. Agradecimentos especiais ao Engenheiro Édson Donizeti de Andrade e a João Dayvison Rodrigues da Mata pela amizade demonstrada e no empenho em nos atender com prontidão.

Ao Ivan Gonçalves de Lima pela excelente qualidade dos serviços de usinagem prestados. Seus serviços entregues em tempo recorde e qualidade excepcional contribuíram grandemente na realização dessa pesquisa.

RESUMO

As emissões veiculares contribuem de forma significativa para o agravamento da poluição atmosférica e do efeito estufa. Este fato associado ao rápido crescimento da frota veicular mundial demanda da comunidade científica soluções tecnológicas que promovam uma redução do consumo de combustíveis, sobretudo de origem fóssil, e dos níveis de emissões dos motores de combustão interna. Para atender a esse objetivo, foi desenvolvido um protótipo de motor dotado de ignição por lança chamas com carga estratificada. Neste sistema a combustão tem seu início em uma pré-câmara de combustão onde o aumento da pressão promove a formação de jatos de gases em combustão, que são expelidos em direção à câmara principal através de orifícios de interconexão. Estes jatos são dotados de elevada energia térmica e cinética e conferem ao sistema de ignição por lança chamas a capacidade de promover a combustão estável de misturas pobres. A elevada energia térmica e cinética dos gases em combustão provenientes da pré-câmara decorrem da estratificação da carga. Esta é realizada pela injeção de combustível na pré-câmara de combustão por um eletroinjeter de injeção direta. Durante o tempo de compressão, mistura pobre proveniente da câmara principal é admitida na pré-câmara e alguns graus antes do centelhamento da vela, localizada na pré-câmara, combustível é injetado na mesma visando a formação de uma mistura ligeiramente rica e, portanto adequada a ignição por centelha elétrica. É apresentado o desempenho do protótipo de ignição por lança chamas de carga estratificada operando com E25, para diferentes níveis de estratificação da mistura e para várias cargas e rotações do motor. Uma análise quanto ao consumo específico de combustível, eficiência térmica, eficiência da combustão, emissões específicas de CO, CO₂, NO_x e THC e dos principais parâmetros de combustão é realizada. Os resultados obtidos neste trabalho mostram ganhos significativos nos parâmetros de desempenho analisados do motor dotado de ignição por lança chamas em relação ao motor original usado como plataforma para sua construção. Foram obtidos aumentos percentuais médios de 6,55% para consumo específico de combustível e 7,10% para eficiência térmica. Para as emissões específicas constatou-se uma redução média percentual de 8,21% para CO₂, 71,58% para CO e 49,51% para NO_x.

Palavras Chaves: Ignição por lança chamas; mistura pobre, carga estratificada, E25, motor de combustão interna.

ABSTRACT

Vehicular emissions significantly increase the atmospheric air pollution and the green house gases (GHG). This fact associated with the fast global vehicle fleet growth calls for prompt scientific community technological solutions in order to promote a significant vehicle fuel consumption and emission reduction, especially of fossil fuels to comply with future legislation. To meet this goal, a prototype stratified torch ignition engine was created from a commercial existing engine. In this system, the combustion starts in a prechamber, where the pressure increase pushes the combustion jet flames through the calibrated nozzles to be precisely targeted into the main chamber. Those combustion jet flames are endowed with high thermal and kinetic energy being able to promote a stable lean combustion process. The high kinetic and thermal energy of the combustion jet flame results from the load stratification. This is carried out through the direct fuel injection in the pre-chamber by means of a prototype gasoline direct injector (GDI) developed for very low fuel flow rate. During the compression stroke, lean mixture coming from the main chamber is forced into the pre-chamber and, few degrees before the spark timing, fuel is injected in the pre-chamber aiming at forming a slightly rich mixture cloud around the spark plug which is suitable for the ignition and kernel development. The performance of the torch ignition engine running with E25, for different mixture stratification levels, engine speed and load are presented. An analyses of specific fuel consumption, thermal and combustion efficiency, specific emissions of CO, CO₂, NO_x and THC and the main combustion parameters are carefully carried out. The results obtained in this work show significant increase on the torch ignition engine performance in comparison with the baseline engine used as workhorse for the prototype engine construction. It was obtained a percentage average increase of 6.55% for the specific fuel consumption and of 7.10% for thermal efficiency. For specific emissions was observed a percentage reduction of 8.21% for CO₂, 71.58% for CO and 49.51% for NO_x.

Keywords: Torch ignition; Jet ignition, lean mixture, stratified charge, E25, internal combustion engine.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	1
Introdução.....	1
1.1 Aspectos Gerais	1
1.2 Objetivo Geral	5
1.3 Objetivos Específicos.	5
CAPÍTULO 2	6
Revisão Bibliográfica	6
2.1 Introdução	6
2.2 Fundamentos Teóricos.....	6
2.2.1 Ciclo real ou indicado para motores do ciclo Otto.	6
2.2.2 Eficiência Térmica e Eficiência de Combustão.....	9
2.2.3 Eficiência volumétrica	9
2.2.4 Formação da mistura ar/combustível.....	11
2.2.4.1 Classificação dos sistemas de formação da mistura ar/combustível	16
2.2.4.1.1 Sistema de injeção indireta monoponto	16
2.2.4.1.2 Sistema de injeção indireta multiponto	17
2.2.4.1.3 Sistema de injeção direta e carga estratificada.....	19
2.2.4.2 Estratificação da mistura ar/combustível através de um sistema de ignição por lanças chamas	22
2.2.5 Gerenciamento eletrônico do motor	24
2.2.6 Combustão	30
2.2.6.1 Combustão em motores do ciclo Otto	30
2.2.6.2 Avanço da ignição.....	33
2.2.6.3 Anomalias da Combustão.....	35
2.2.6.3.1 Auto-ignição e Detonação.....	35

2.2.6.3.2 Pré-ignição e pós-ignição	38
2.2.6.4 Dissociação	39
2.2.7 Combustíveis	39
2.2.7.1 Gasolina.....	39
2.2.8 Motores flexíveis	41
2.3 Estado da Arte.....	45
2.3.1 Motores com sistema de ignição por lança chamas	45
2.4 Considerações finais sobre a revisão bibliográfica.....	59
CAPÍTULO 3	61
Metodologia.....	61
3.1 Introdução	61
3.2 Metodologia de Projeto do Protótipo.....	61
3.2.1 Escolha do Motor	61
3.2.2 Características geométricas da pré-câmara	62
3.2.3 Vela de Ignição.....	68
3.2.4 Eletroinjetor da pré-câmara.....	69
3.2.5 Cabeçote do protótipo	72
3.2.6 Sistema de alimentação de combustível da pré-câmara	78
3.3 Unidade de Controle Eletrônico, UCE, utilizada.....	80
3.4 Instrumentação e Medição de Grandezas	87
3.4.1 Instrumentação do motor.....	87
3.4.2 Sistema de Medição de Pressão na Câmara de Combustão	92
3.4.2.1 Metodologia para Detecção da Detonação	98
3.4.3 Medição das Emissões.....	100
3.4.4 Determinação das incertezas de medição.....	104
3.4.5 Alinhamento do motor na bancada dinamométrica.....	104

3.5 Ensaio Dinamométrico.....	105
3.5.1 Primeira Etapa: Processo de calibração e ajuste do controle eletrônico do motor original	106
3.5.1.1 Metodologia de calibração e ajuste dos mapas de controle do motor original	106
3.5.2 Segunda Etapa: Medição dos parâmetros de desempenho, emissões e combustão	112
3.5.3 Terceira Etapa: Processo de calibração e ajuste do controle eletrônico do protótipo e medição dos parâmetros de desempenho, emissões e combustão	113
3.6 Considerações Finais sobre a metodologia	117
 CAPÍTULO 4	 118
Resultados e Análises	118
4.1 Introdução	118
4.2 Protótipo Construído	119
4.3 Resultados de Desempenho do Protótipo.....	121
4.3.1 Resultados da calibração do protótipo alimentado com E25	121
4.3.1.1 Consumo específico de combustível em função da pressão de combustível na linha secundária.....	122
4.3.1.2 Consumo específico de combustível em função do fator lambda teórico na pré-câmara	123
4.3.1.3 Consumo específico de combustível em função do avanço de injeção de combustível na pré-câmara.....	124
4.3.2 Resultados do desempenho do protótipo alimentado com E25	125
4.3.2.1 Consumo Específico e Eficiência Térmica	125
4.3.2.2 Resultados de Emissões de Poluentes	134
4.3.2.2.1 Emissões de Monóxido de Carbono - CO	134
4.3.2.2.2 Emissões de Dióxido de Carbono - CO ₂	137
4.3.2.2.3 Emissões de NO _x	140

4.3.2.2.4 Emissões de Hidrocarbonetos - THC	145
4.3.2.3 Parâmetros de Combustão	147
4.3.2.3.1 Eficiência da Combustão	152
CAPÍTULO 5	156
Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	156
5.1 Conclusões	156
5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros	159
CAPÍTULO 6	161
Referências Bibliográficas	161
APÊNDICE I	171
APÊNDICE II	196
APÊNDICE III	197

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Os quatro tempos do ciclo real Otto.....	7
FIGURA 2.2 - Ciclo real em um motor do ciclo Otto.....	8
FIGURA 2.3 - (a) Eletroinjeter.....	12
FIGURA 2.3 - (b) Corte esquemático do eletroinjeter.....	12
FIGURA 2.4 - (a) Influência do fator Lambda nos parâmetros de desempenho de um motor SI.....	15
FIGURA 2.4 - (b) nos níveis de emissões de poluentes.....	15
FIGURA 2.5 - Influência da composição da mistura na potência produzida por motores IC.....	16
FIGURA 2.6 - Diagrama de um sistema de injeção eletrônica monoponto.....	17
FIGURA 2.7 - Diagrama de um sistema de injeção eletrônica multiponto.....	18
FIGURA 2.8 - (a) MCI operando com carga estratificada.....	20
FIGURA 2.8 - (b) com carga homogênea.....	20
FIGURA 2.9 - (a) válvula direcional do coletor de admissão aberta visando à formação de mistura homogênea.....	22
FIGURA 2.9 - (b) válvula direcional do coletor de admissão fechada visando à formação de mistura estratificada.....	22
FIGURA 2.10 - Fases do Ciclo do Motor de Ignição por Lança Chamas.....	24
FIGURA 2.11 - Tensão de acionamento do eletroinjeter ($t_{inj} = 5,0$ ms).....	28
FIGURA 2.12 - Mapa de tempo de injeção (t_{inj}) de um MCI.....	29
FIGURA 2.13 - Mapas de avanço de ignição.....	30
FIGURA 2.14 - Fases da Combustão em um motor SI.....	31
FIGURA 2.15 - Efeito do avanço de ignição no torque com rotação constante e plena carga.....	34
FIGURA 2.16 - Efeito do avanço de ignição no diagrama PV.....	35
FIGURA 2.17 - Pressão do cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação.....	36
FIGURA 2.18 - Participação de veículos leves por tipo de combustível nas vendas internas.....	43
FIGURA 2.19 - Participação de veículos flexíveis em percentual e em milhões de unidades no mercado interno.....	44

FIGURA 2.20 - Sistema de ignição por lança chamas de Sir. Harry R. Ricardo.....	46
FIGURA 2.21 - Corte esquemático do motor CVCC da Honda.....	47
FIGURA 2.22 - Corte real do motor CVCC.....	47
FIGURA 2.23 - Desenho esquemático da invenção de Isao Fujii.....	48
FIGURA 2.24 - Sistema com ignição por lança chamas desenvolvido pela PORSCHÉ.....	49
FIGURA 2.25 - Célula Geradora de Turbulência	50
FIGURA 2.26 - Aumento de rendimento térmico através do uso de um sistema de geração de turbulência.....	50
FIGURA 2.27 - Emissões de NO _x com o sistema de geração de turbulência.....	51
FIGURA 2.28 - Aquecimento excessivo da pré-câmara desprovida de sistema de refrigeração	52
FIGURA 2.29 - Desenho esquemático do motor de ignição por tocha dotado de vela na câmara principal	54
FIGURA 2.30 - Configuração dos orifícios da pré-câmara.....	56
FIGURA 2.31 - Segunda configuração proposta por ASHIDA <i>et al.</i>	56
FIGURA 2.32 - Terceira configuração proposta por ASHIDA <i>et al.</i>	57
FIGURA 2.33 - Sistema de ignição TJI desenvolvido pela Mahle.....	58
FIGURA 3.1 - (a) Modelo tridimensional do corpo principal da pré-câmara.....	66
FIGURA 3.1 - (b) Vista em corte do corpo principal da pré-câmara.....	66
FIGURA 3.2 - Cotas do corpo principal da pré-câmara.....	66
FIGURA 3.3 - (a) Modelo tridimensional do dispositivo de interconexão da pré- câmara.....	67
FIGURA 3.3 - (b) Vista em corte do dispositivo de interconexão da pré-câmara.....	67
FIGURA 3.4 - Cotas do corpo principal da pré-câmara.....	67
FIGURA 3.5 - (a) Modelo tridimensional da pré-câmara.....	68
FIGURA 3.5 - (b) Vista em corte da pré-câmara.....	68
FIGURA 3.6 - Eletroinjeter <i>Magneti Marelli High Pressure GDI IHP 209-E812</i>	69
FIGURA 3.7 - Curva de vazão do Eletroinjeter <i>Magneti Marelli High Pressure GDI IHP</i> <i>209 -AE 812</i>	70
FIGURA 3.8 - Curva de vazão do Eletroinjeter <i>Magneti Marelli High Pressure GDI IHP</i> <i>209 - AE 812</i>	70
FIGURA 3.9 - Curva de tensão e corrente para acionamento do Eletroinjeter Magneti	

Marelli <i>High Pressure</i> GDI IHP 209 - AE 812.....	71
FIGURA 3.10 - Principais características geométricas do cone de combustível do Eletroinjeter Magneti Marelli <i>High Pressure</i> GDI IHP 209 - AE 812.....	72
FIGURA 3.11 - Modelo tridimensional do cabeçote original.....	72
FIGURA 3.12 - Formatação do primeiro passo da usinagem.....	73
FIGURA 3.13 - Resultado obtido após primeiro passo do processo de usinagem.....	74
FIGURA 3.14 - Formatação do segundo passo da usinagem.....	74
FIGURA 3.15 - Resultado obtido após o segundo passo do processo de usinagem.....	75
FIGURA 3.16 - Vista em corte do cabeçote após terceiro passo de fabricação.....	76
FIGURA 3.17 - Vista em corte do novo cabeçote em sua configuração final.....	76
FIGURA 3.18 - Vedação da nova galeria de arrefecimento.....	77
FIGURA 3.19 - Vista em corte das pré-câmaras, eletroinjetores e velas de ignição montados no novo cabeçote.....	78
FIGURA 3.20 - (a) Vista em corte do Cabeçote do protótipo em sua configuração final.....	79
FIGURA 3.20 - (b) Modelo tridimensional do cabeçote em sua configuração final.....	79
FIGURA 3.21 - Bomba de alta pressão.....	80
FIGURA 3.22 - MoTeC M800.....	81
FIGURA 3.23 - Tabela de balanço de combustível.....	82
FIGURA 3.24 - Caminho de acesso da tabela de balanço de injeção.....	83
FIGURA 3.25 - (a) Caixa de dialogo configurada.....	83
FIGURA 3.25 - (b) Caminho para caixa de dialogo “ <i>injection set up</i> ”.....	83
FIGURA 3.26 – Tabela do recurso <i>Individual Cylinder Trim</i>	85
FIGURA 3.27 - Tempo de injeção dos eletroinjetores primários e secundários, na tela de controle.....	85
FIGURA 3.28 - Condicionador de sinal de injeção da Magnetti Marelli.....	86
FIGURA 3.29 – Esquema elétrico dos sensores e atuadores utilizados na MoTeC M800.....	88
FIGURA 3.30 - Condicionador de água.....	89
FIGURA 3.31 - Condicionador de óleo.....	90
FIGURA 3.32 - Tela do software de gerenciamento do dinamômetro.....	91
FIGURA 3.33 - Furo do cabeçote para instalação do sensor de pressão GU22C.....	92
FIGURA 3.34 - Curva da Fração Mássica Queimada (MBF) em função do ângulo do	

virabrequim.....	95
FIGURA 3.35 - Logaritmo da pressão versus logaritmo volume deslocado do cilindro.....	97
FIGURA 3.36 - Tela de operação do Indimodul.....	98
FIGURA 3.37 - Curva de pressão com ocorrência de detonação.....	98
FIGURA 3.38 - Curva de pressão com detonação e sinal do filtro.....	99
FIGURA 3.39 - Curva de pressão com detonação e sinal do filtro normalizado.....	100
FIGURA 3.40 - Analisador de gases HORIBA OBS 2200.....	101
FIGURA 3.41 - Esquema de Funcionamento do analisador de ionização de chama (FID).....	102
FIGURA 3.42 - Pontos operacionais dos testes realizados.....	105
FIGURA 3.43 - Fluxograma das etapas de calibração do motor original.....	108
FIGURA 3.44 - Torque versus avanço de ignição e MBF 50% para 4500 RPM e 60% de torque máximo do motor original.....	110
FIGURA 3.45 - (a) Tabela para controle de malha fecha do fator lambda.....	112
FIGURA 3.45 - (b) Caminho de acesso para tabela de controle do fator lambda.....	112
FIGURA 3.46 - Fluxograma das etapas de calibração do protótipo	114
FIGURA 3.47 - Gráficos das curvas de pressão máxima, média e mínima para uma covariância do IMEP de 2,0 em função do ângulo do virabrequim.....	116
FIGURA 4.1 - Pré-câmara de combustão	119
FIGURA 4.2 - Pré-câmaras com velas de ignição e eletroinjetores montadas no cabeçote.....	120
FIGURA 4.3 - Protótipo em sua configuração final, sem a tampa do comando de válvulas.....	120
FIGURA 4.4 - Protótipo em sua configuração final.....	121
FIGURA 4.5 - Influência da pressão de combustível da linha secundária no consumo específico do protótipo para 47% de torque máximo e 3500 RPM.....	122
FIGURA 4.6 - Consumo específico de combustível em função do fator lambda teórico na pré-câmara.....	123
FIGURA 4.7 - Consumo específico versus avanço de injeção da bancada secundária para 47% de torque e 2500 RPM.....	125
FIGURA 4.8 - Valores de consumo específico em função da rotação para 28% do torque máximo.....	126

FIGURA 4.9 - Valores de consumo específico em função da rotação para 38% do torque máximo.....	126
FIGURA 4.10 - Valores de consumo específico em função da rotação para 47% do torque máximo.....	127
FIGURA 4.11 - Covariância do IMEP do motor original e do protótipo em função do fator Lambda para 2500 RPM.....	129
FIGURA 4.12 - Eficiência térmica em função da rotação para 28% do torque máximo.....	130
FIGURA 4.13 - Eficiência térmica em função da rotação para 38% do torque máximo.....	130
FIGURA 4.14 - Eficiência térmica em função da rotação para 47% do torque máximo.....	131
FIGURA 4.15 - Gráfico do logaritmo da pressão no cilindro versus o volume deslocado para o motor operando com mistura estequiométrica e o protótipo operando com lambda de 1,30.....	132
FIGURA 4.16 - Emissão de CO em função da rotação para 28% do torque máximo.....	134
FIGURA 4.17 - Emissão de CO em função da rotação para 38% do torque máximo.....	135
.	
FIGURA 4.18 - Emissão de CO em função da rotação para 47% do torque máximo.....	135
FIGURA 4.19 - Emissão de CO ₂ em %Vol. em função da rotação para 47% do torque máximo.....	137
FIGURA 4.20 - Emissão de CO ₂ em função da rotação para 28% do torque máximo.....	138
FIGURA 4.21 - Emissão de CO ₂ em função da rotação para 38% do torque máximo.....	138
FIGURA 4.22 - Emissão de CO ₂ em função da rotação para 47% do torque máximo.....	139
FIGURA 4.23 - Emissão de NO _x em ppm função da rotação para 28% do torque máximo.....	141
FIGURA 4.24 - Temperatura máxima da câmara de combustão em função do fator	

lambda.....	141
FIGURA 4.25 - Emissão de NO _x em função da rotação para 28% do torque máximo.....	143
FIGURA 4.26 - Emissão de NO _x em função da rotação para 38% do torque máximo.....	143
FIGURA 4.27 - Emissão de NO _x em função da rotação para 47% do torque máximo.....	144
FIGURA 4.28 - Emissão de THC em função da rotação para 28% do torque máximo.....	145
FIGURA 4.29 - Emissão de THC em função da rotação para 38% do torque máximo.....	146
FIGURA 4.30 - Emissão de THC em função da rotação para 47% do torque máximo.....	146
FIGURA 4.31 - MBF 90-10 do protótipo e do motor original opera com $\lambda=1,0$	148
FIGURA 4.32 - MBF 90-10 do protótipo e do motor original opera com $\lambda=1,10$	149
FIGURA 4.33 - MBF 90-10 do protótipo e do motor original opera com $\lambda=1,20$	149
FIGURA 4.34 - MBF 90-10 do protótipo e do motor original opera com $\lambda=1,30$	150
FIGURA 4.35 - Comparação da velocidade de combustão do motor original operando com mistura estequiométrica e do protótipo operando com lambda 1,00, 1,10, 1,20 e 1,30.....	151
FIGURA 4.36 - MBF 90-10, MBF 90-50, MBF50-10 em função do fator lambda para o motor original e protótipo.....	152
FIGURA 4.37 - Eficiência da Combustão em função da rotação para 28% do torque máximo.....	153
FIGURA 4.38 - Eficiência da Combustão em função da rotação para 38% do torque máximo.....	153
FIGURA 4.39 - Eficiência da Combustão em função da rotação para 47% do torque máximo.....	154
FIGURA 4.40 - Previsão da Eficiência da Combustão do protótipo em função da rotação para 38% do torque máximo supondo aumento nulo de emissão de THC.....	155
FIGURA II.1 - Esquema elétrico do circuito de acoplamento.....	197

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Relação $A/F_{(s)}$ para vários combustíveis.....	13
TABELA 2.2 - Correção do tempo de injeção em função da temperatura do motor.....	29
TABELA 2.3 - Resultados obtidos com o sistema CVCC da Honda.....	46
TABELA 3.1 - Motores de combustão interna automotivos disponíveis no mercado nacional.....	63
TABELA 3.2 - Características do motor Ford Sigma 1.6 16V.....	64
TABELA 3.3 - Principais características do eletroinjeter Marelli <i>High Pressure GDI IHP</i> 209 - AE 812.....	71
TABELA 3.4 - Valores de K adotados no modelo <i>Thermodynamisc IA</i>	96
TABELA 3.5 - Concentração do gases utilizados no OBS 2200.....	104
TABELA 4.1 - Ganho percentual de consumo específico de combustível para 28% do torque máximo.....	127
TABELA 4.2 - Ganho percentual de consumo específico de combustível para 38% do torque máximo.....	128
TABELA 4.3 - Ganho percentual de consumo específico de combustível para 47% do torque máximo.....	128
TABELA 4.4 - Coeficiente politrópico de compressão e expansão para o motor original e protótipo.....	132
TABELA 4.5 - Ganho percentual de eficiência térmica para 28% do torque máximo.....	133
TABELA 4.6 - Ganho percentual de eficiência térmica para 38% do torque máximo.....	133
TABELA 4.7 - Ganho percentual de eficiência térmica para 47% do torque máximo.....	133
TABELA 4.8 - Ganho percentual de emissão de CO para 28% do torque máximo.....	136
TABELA 4.9 - Ganho percentual de emissão de CO para 38% do torque máximo.....	136
TABELA 4.10 - Ganho percentual de emissão de CO para 47% do torque	136
TABELA 4.11 - Ganho percentual de emissão de CO ₂ para 28% do torque máximo.....	139
TABELA 4.12 - Ganho percentual de emissão de CO ₂ para 38% do torque máximo.....	139

TABELA 4.13 - Ganho percentual de emissão de CO ₂ para 47% do torque máximo.....	140
TABELA 4.14 - Redução percentual da Temperatura Máxima Média para $\lambda=1,30$	142
TABELA 4.15 - Ganho percentual de emissão de NO _x para $\lambda = 1,30$	144
TABELA 4.16 - Perda percentual de emissão de THC para $\lambda = 1,30$	147
TABELA 4.17 - MBF 90-10 para o motor original e o protótipo operando com o mesmo lambda e 38% do torque máximo.....	148
TABELA 4.18 - Eficiência da combustão.....	154
TABELA I. 1 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	172
TABELA I. 2 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	172
TABELA I. 3 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	173
TABELA I. 4 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	173
TABELA I. 5 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	174
TABELA I. 6 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	174
TABELA I. 7 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	175
TABELA I. 8 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	175
TABELA I. 9 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	176
TABELA I. 10 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	176
TABELA I. 11 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	177
TABELA I. 12 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	177
TABELA I. 13 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	178

TABELA I. 14 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	178
TABELA I. 15 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	179
TABELA I. 16 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	179
TABELA I. 17 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	180
TABELA I. 18 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	180
TABELA I. 19 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	181
TABELA I. 20 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	181
TABELA I. 21 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	182
TABELA I. 22 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	182
TABELA I. 23 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	183
TABELA I. 24 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	183
TABELA I. 25 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	184
TABELA I. 26 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	184
TABELA I. 27 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	185
TABELA I. 28 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	185
TABELA I. 29 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	186

TABELA I. 30 - Emissões volumétricas de poluentes e sua incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	186
TABELA I. 31 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	187
TABELA I. 32 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	187
TABELA I. 33 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	188
TABELA I. 34 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	188
TABELA I. 35 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo.....	189
TABELA I. 36 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	189
TABELA I. 37 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	190
TABELA I. 38 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	190
TABELA I. 39 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	191
TABELA I. 40 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo.....	191
TABELA I. 41 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	192
TABELA I. 42 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	192
TABELA I. 43 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	193
TABELA I. 44 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	193
TABELA I. 45 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo.....	194
TABELA 1.46 – Principais características dos Sistemas de Medição.....	195

SIMBOLOGIA

- ANFAVEA – Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
- ANP – Agência Nacional do Petróleo
- APMS – Antes do ponto morto superior
- A/F – Razão mássica ar-combustível ($\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{comb}}$)
- A/F_(s) – Razão mássica ar-combustível estequiométrica ($\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{comb}}$)
- A/F_{et} – Razão mássica ar-combustível do etanol ($\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{gas}}$)
- A/F_{E25} – Razão mássica ar-combustível da gasolina comercial ($\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{gas}}$)
- A/F_{gas} – Razão mássica ar-combustível da gasolina pura ($\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{gas}}$)
- AT – Temperatura do ar no coletor de admissão, do inglês *air temperature* (°C)
- AT2 – Temperatura do ar no coletor de admissão 2, do inglês *air temperature* (°C)
- BSFC – Consumo específico de combustível no eixo, do inglês *break specific fuel consumption* (kg/kW.h)
- CVCC - *Compound Vortex Controlled Combustion*
- CI – Ignição por compressão, do inglês *compression ignition*
- CNTP – Condições normais de temperatura e pressão
- CTM – Centro de Tecnologia da Mobilidade
- c_p – Calor específico a pressão constante (kJ/kg.K)
- c_v – Calor específico a volume constante (kJ/kg.K)
- DPMS – Após o ponto morto superior
- E25 – Gasolina brasileira com a adição de 25% de álcool etílico anidro
- E94 – Álcool etílico hidratado
- ECU – Unidade de central eletrônica, do inglês *Electronic Control Unit*
- ET – Temperatura do líquido de arrefecimento do motor, do inglês *engine temperature* (°C)
- ETIN – Temperatura do líquido de arrefecimento do motor na entrada do motor, do inglês *inletengine temperature* (°C)
- ETOUT – Temperatura do líquido de arrefecimento do motor na saída do motor, do inglês *outletengine temperature* (°C)
- EXHT – Temperatura do gás de escapamento, do inglês *exhaust gas temperature* (°C)
- FIAT – Do italiano, *Fabbrica Italiana di Automobili Torino*
- FP – Pressão do combustível, do inglês *fuel pressure* (KPa)
- FPA – Linha alimentação de combustível de alta pressão

FPB – Linha alimentação de combustível de baixa pressão

FID – Analisador de ionização de chama

FT – Temperatura do combustível, do inglês *fuel temperature*(°C)

GMV – Gás Metano Veicular

GNV – Gás Natural Veicular

HP – *Horse Power*

HC – Hidrocarboneto

I -Corrente elétrica (A)

ICE – Ignição por centelha

IC – Ignição por compressão

IGN – Tipo de sistema de ignição, do inglês *ignition system type*

IGN1 – Saída de ignição de número 1

IGN2 – Saída de ignição de número 2

IGN3 – Saída de ignição de número 3

IGN4 – Saída de ignição de número 4

IJCU - Do inglês *injector current*, valor máximo de corrente (A)

IJPU – Do inglês *injection pulse width*, tempo máximo ou largura do pulso de injeção (ms).

IM – Incerteza de Medição

IMEP – Pressão média indicada, do inglês *indicated mean effective pressure*

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

K – Coeficiente politrópico

kg_{ar}– Quilograma de ar

kg_{comb} – Quilograma de combustível

kg_{gas} – Quilograma de gasolina

LA1 – Sonda lambda 1

LAG – Ativação da combustão por avalanche

LDI – Limite de detonação inferior

\dot{m} –Vazão mássica de ar através do conduto de admissão (kg/s)

m_a – Massa de ar no cilindro em um ciclo (kg)

m_c – Massa de combustível em um ciclo (kg)

m_a –Massa de ar admitida no cilindro em um ciclo (kg)

MAF – Sensor de vazão mássica, do inglês *mass air flow*

M_{ar}–Massa molar do ar (kg/kmol)

\dot{m}_{art} – Vazão mássica teórica de combustível por ciclo (kg/s)
 m_{gas} – Massa de gasolina admitida no cilindro em um ciclo (kg)
 M_{gas} – Massa molar da gasolina (kg/kmol);
 \dot{m}_{ct} – Vazão mássica teórica de combustível por ciclo (kg/s)
 M_{et} – Massa molar do álcool etílico (kg/kmol)
 MAP – Pressão no coletor de admissão, do inglês *manifold air pressure* (kPa)
 MAP2 – Pressão no coletor de admissão 2, do inglês *manifold air pressure* (kPa)
 MBT – Máximo torque, do inglês *maximum brake torque* (N.m)
 MBF – Fração mássica queimada
 MCI – Motores de combustão interna
 MCO – emissão específica de CO (g/kWh)
 MMCO – massa molar do CO (Kg/kmol)
 MMex – massa molar dos gases de escapamento (Kg/kmol)
 MP – Material particulado
 N – Frequência de rotação do motor (rpm)
 N_r – Número de revoluções do cada ciclo de trabalho por cilindro do motor (rev)
 N_{ar} – número de moles de ar admitida no cilindro em um ciclo
 N_{gas} – número de moles de gasolina admitida no cilindro em um ciclo
 N_{et} – número de moles de etanol admitido no cilindro em um ciclo
 NBR – Normas Brasileiras Regulamentadoras
 NDIR – Infravermelho não disperso, do inglês *non-dispersive infrared*
 NO_x – Óxido Nitroso
 NTC – Coeficiente de temperatura negativo, do inglês *negative temperature coefficient*
 $N\lambda$ – Sonda lambda do tipo banda estreita
 OPEP – Organização dos Países Exportadores de Petróleo
 OT – Temperatura do óleo do motor, do inglês *oil temperature* (°C)
 OP – Pressão do óleo do motor, do inglês *oil pressure* (KPa)
 P – Potência do motor (W)
 P_c – pressão na câmara de combustão (Pa)
 W_c – Trabalho produzido por ciclo do motor (J);
 PCI – Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg)
 P_{ATM} – Pressão atmosférica (kPa)
 PID – Proporcional integral e derivativo
 P_{ind} – Potência indicada (kW)

P_{in} – Pressão no coletor de admissão
 PME – Pressão média efetiva ($\text{Pa} \times 10^5$)
 PMI – Ponto morto inferior
 PMS – Ponto morto superior
 PROALCOOL – Programa Nacional do Álcool
 PV– Diagrama Pressão versus Volume
 PWM – Modulação da largura do pulso, do inglês *Pulse width modulation* (ms)

 P_0 – Pressão do fluido de trabalho no ponto 0 (Pa)
 PT100 – Sensor de temperatura;
 q – calor (J);
 R – Resistência elétrica (Ω);
 r_c – Razão volumétrica de compressão
 REF – Relação de falha de dentes na polia/ciclo, do inglês *REF and SYNC signal mode*
 RFSN – Tipo do sensor de referência, do inglês *sensor reference type*
 RPM – Rotações por minuto
 REAP - Programa de energia rural dos Estados Unidos, do inglês “*Rural Energy for America Program*”
 S – entropia do fluido de trabalho (J/K)
 SFC – Consumo específico de combustível
 SI – Ignição por centelha, do inglês *spark ignition*
 SYNC – Sinal de sincronismo
 SYSN - Tipo do sensor de sincronismo, do inglês *sensor synchronism type*
 T_{in} – Temperatura do ar no coletor de admissão
 t_{inj} – Tempo de injeção
 T_1 – Temperatura do fluido de trabalho no ponto 1 (K)
 T_2 – Temperatura do fluido de trabalho no ponto 2 (K)
 T_3 – Temperatura do fluido de trabalho no ponto 3 (K)
 T_4 – Temperatura do fluido de trabalho no ponto 4 (K)
 TJI – Ignição por jato turbulento, do inglês *Turbulent Jet Ignition*
 TP – Posição da válvula borboleta, do inglês *throttle position* (%)
 TPA – Análise tripla de pressão, do inglês *Three Pressure Analysis*
 U_R – Umidade relativa do ar (%)
 UCE – Unidade de controle eletrônico

UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais

USDA – Departamento norte Americano de agricultura, do inglês “*US Department of Agriculture*”

\vec{V}_{ar} – Velocidade do ar no coletor de admissão

V_{ar} – vazão mássica de ar (kg/h)

V_{comb} – vazão mássica de combustível (kg/h)

V_{cc} – Deslocamento volumétrico do motor (m^3)

V_d – Volume deslocado pelo pistão entre o PMI e o PMS (m^3)

v_0 : Volume específico do fluido de trabalho no ponto 0 (m^3/kg)

v_1 : Volume específico do fluido de trabalho no ponto 1 (m^3/kg)

W_c – Trabalho produzido por ciclo do motor (J)

WOT – Ângulo de abertura máximo da válvula borboleta, do inglês, *wide open Throttle*

SÍMBOLOS GREGOS

$(\eta_t)_{otto}$ – Eficiência térmica teórica do ciclo otto

η_{te} – Eficiência teórica do ciclo termodinâmico

η_v – Eficiência volumétrica

λ – Fator lambda –razão ar-combustível estequiométrico sobre real

ρ_a – Massa específica do ar nas condições atmosféricas de referência (kg/m^3)

ρ_{ar} – Massa específica do ar no coletor de admissão (kg/m^3)

γ – Razão entre os calores específicos (c_p/c_v)

u – incerteza padrão

u_c – incerteza padrão combinada

u_i – incerteza padrão da i-ésima fonte de incerteza

$u_{\bar{t}}$ – incerteza padrão da média das “n” medições repetidas

σ_x – desvio padrão dos indivíduos

$\sigma_{\bar{x}}$ – desvio padrão da média de “n” indivíduos

t – coeficiente t de Student

v_{ef} – número de graus de liberdade efetivo

v_i – número de graus de liberdade da i-ésima fonte de incerteza

θ – Ângulo de referência do virabrequim ($^\circ$)

CAPÍTULO 1

Introdução

1.1 ASPECTOS GERAIS

A habilidade do homem moderno de converter diversas formas de energia em potência mecânica tem sido uma característica distintiva da nossa civilização. Primordialmente, a principal fonte de energia para todas as atividades da sociedade era a força humana; mais tarde animais foram treinados para fornecimento de energia útil e posteriormente o homem tornou-se capaz de utilizar a energia disponível nos ventos e do movimento das águas. Inquestionavelmente um grande salto tecnológico foi alcançado quando o homem aprendeu a arte de converter uma forma de energia em outra. A máquina cujo propósito é converter um tipo de energia em outro, ele a chamou de motor, GANESAN (1995).

Os motores de combustão interna são máquinas que utilizam a combustão para converter a energia química contida em um combustível em energia mecânica. Por causa da sua simplicidade, robustez e elevada razão potência/peso, esta máquina térmica tem sido responsável por suprir uma considerável parcela da geração de energias requeridas pelo cotidiano da nossa sociedade. Elas têm sido utilizadas de forma global e intensa como motores automotivos, aeronáuticos, de embarcações, trens e também como geradores de potência industrial e rural para as mais variadas aplicações. A maior parte destes motores utiliza combustíveis líquidos de origem fóssil apresentando por isso vários inconvenientes.

O principal inconveniente refere-se às emissões de gases poluentes na atmosfera: principalmente monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos totais (THC), material particulado (MP) e aldeídos e também dióxido de carbono (CO₂) que embora não seja um gás poluente contribui para o efeito estufa. Existem atualmente mais de 1 bilhão de veículos em operação no mundo e projeções apontam que este número atingirá a

marca de 1,3 bilhões em 2030, superando os 2 bilhões em meados de 2050, sendo estes responsáveis por mais de 70% das emissões globais de monóxido de carbono (CO) e 19% das emissões globais de dióxido de carbono (CO₂), HASNEN (2004), MUSTAFA (2009). O número expressivo e crescente da frota veicular mundial tem afetado o clima global, a estabilidade dos ecossistemas, a saúde da população e a economia mundial, RITTLL *et al* (2007), IPCC (2007), GREENPEACE (2012).

Sendo a principal razão da idealização da tecnologia flexível a racionalização do uso da energia, torna-se interessante comparar o consumo de combustível dos motores flexíveis com os motores semelhantes porém calibrados para funcionar com apenas um tipo de combustível. O consumo específico de combustível é o parâmetro de desempenho mais adequado para realização dessa comparação, contudo este dado não é disponibilizado pelos fabricantes de motores e a sua obtenção experimental é bastante onerosa, restando então à opção de comparação do consumo de combustível entre veículos idênticos ora equipados com motores flexíveis ora com motores alimentados exclusivamente com etanol ou gasolina, submetidos a um ciclo padrão de rodagem. Em 17 de abril de 2009, o Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia, INMETRO, publicou a primeira tabela de eficiência energética de veículos leves produzidos no país. Esta tabela fornece o consumo de combustível, urbano e rodoviário, de vários veículos em produção, sendo os testes de consumo são realizados em condições padrão, segundo a norma NBR-7024 e ajustados para simular condições mais comuns de utilização. Em 2009 quando o programa foi lançado a imensa maioria dos veículos avaliados já utilizava a tecnologia flexível. Por isso as tabelas geradas pelo INMETRO forneceram dados para a comparação de apenas um veículo, o Kia Picanto, que recebeu a tecnologia flexível em 2012. Em 2011 o Kia Picanto 1.0 equipado com transmissão manual movido exclusivamente à gasolina apresentou um consumo urbano e rodoviário de 12,4 km/l e 14,8 km/l respectivamente, já em 2012 o mesmo veículo, porém dotado de tecnologia flexível, apresentou um consumo urbano de 12,0 km/l e rodoviário de 13,4 km/l. Os novos índices representam um aumento de 3,22% e 9,45% para os consumos urbano e rodoviário respectivamente, e 6,02% para um trajeto misto (55% urbano e 45% rodoviário), INMETRO (2012). Embora sem confiabilidade científica, a análise de dados de consumo de combustível oriundos de testes realizados por revistas especializadas tais como Quatro Rodas e Auto Esporte indicam, de forma clara, que o aumento de consumo de combustível verificado pelo INMETRO para o veículo Kia Picanto não é uma ocorrência isolada, mas uma tendência geral para os veículos equipados com tecnologia flexível.

Segundo a Agência Nacional do Petróleo, ANP, foram consumidos no Brasil, em 2013, 41,3 bilhões de litros de gasolina e 21,1 bilhões de litros de etanol. Considerando que o preço médio em território nacional da gasolina foi de R\$ 2,854 e do etanol de R\$ 1,972, no período de janeiro a dezembro de 2013, um ciclo de rodagem composto por 55% em trajeto urbano e 45% rodoviário, que a frota nacional de veículos leves em 2013 foi de 45,5 milhões de veículos dos quais 20,1 milhões são flexíveis, o aumento de consumo de combustível oriundo do emprego da tecnologia flexível representa uma despesa anual adicional em torno de 4,22 bilhões de reais para a população brasileira, ANP (2014), ANFAVEA (2014). Verifica-se, portanto que o emprego da tecnologia flexível tem promovido um indesejável aumento de consumo de combustível e consequentemente das emissões de poluentes.

O aumento do consumo de combustível dos motores flexíveis é, em parte, justificado pelo emprego de uma razão volumétrica de compressão intermediária, maior do que o valor característico para operação com a gasolina e inferior para o etanol, resultando por isso em menores valores de trabalho útil produzidos por ciclo e, consequentemente, em maiores índices de consumo específico de combustível dos que seriam obtidos com motores calibrados para operar com apenas um tipo de combustível. Para que os motores flexíveis funcionem com elevados valores de eficiência térmica e apresentem um consumo de combustível melhor seria necessário que os mesmos operassem com uma razão volumétrica de compressão variável, que fosse automática e instantaneamente ajustada conforme o número de octanas do combustível utilizado no momento BAETA (2006). Entretanto, desafios técnicos e econômicos tornam esta alternativa inviável para a produção comercial. Uma segunda alternativa seria desenvolver um sistema de formação e controle da ignição da mistura que fosse menos vulnerável a ocorrência do fenômeno da detonação e também capaz de operar com misturas pobres e baixa variabilidade cíclica. O aumento da razão volumétrica de compressão e do coeficiente politrópico, decorrentes do empobrecimento da mistura, proporcionaria ganhos de eficiência térmica e reduções nos índices de consumo e emissões específicas.

Idealizado por Sir Harry R. Ricardo em 1918 e produzido em escala comercial pela Honda na década de 70, o sistema de ignição por lança chamas gera dentro da câmara de combustão várias frentes de chama, provenientes de uma pré-câmara, dotada de uma elevada energia térmica e cinética (turbulência). Assim o dispositivo é capaz de proporcionar uma combustão mais rápida e completa, diminuindo o tempo disponível para o surgimento das pré-reações

causadoras da detonação. Consequentemente o funcionamento do motor torna menos dependente da razão volumétrica de compressão. O elevado potencial de ignição gerado por este sistema assegura a singular capacidade de ignitar os mais variados combustíveis, inclusive os de difícil ignição por centelha. Este fato possibilita o emprego de misturas pobres e promove uma redução nos índices de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x) e hidrocarbonetos totais (THC), além obviamente de uma redução do consumo específico de combustível. Por estas razões, acredita-se ser o sistema de ignição por lança chamas uma importante via para elevação da eficiência térmica, redução dos níveis de consumo de combustível e emissões de gases poluentes e dióxido de carbono dos motores de combustão interna do ciclo Otto.

Enquanto no sistema de ignição convencional a combustão tem seu início em um único ponto, promovendo a propagação de uma frente de chama em direção à mistura comprimida, a ignição por lança chamas tem início em vários pontos distintos, fato que tende a reduzir o tempo de combustão. Por estes motivos o tempo disponível para a ocorrência das pré reações causadoras da detonação é consideravelmente reduzido e o motor pode funcionar de maneira menos dependente da razão volumétrica de compressão. Segundo GUSSAK (1975) 10 mJ é a quantidade de energia necessária para iniciar o processo de combustão de uma mistura estequiométrica ar/combustível, sendo requerida uma quantidade de energia muito maior para ignição de misturas com razão ar/gasolina superior a 17:1. Neste sentido o sistema de ignição por lança chamas fornece uma energia de ignição em torno de 10 J, ou seja, aproximadamente de 1000 vezes maior que o sistema convencional de ignição por centelha, sendo por isso capaz de promover a combustão estável de misturas pobres.

No entanto a complexidade mecânica do sistema auxiliar de alimentação de combustível da pré-câmara e consequentemente os elevados custos de fabricação e manutenção associados a ele, constituem a principal causa da não utilização do sistema de ignição por lança chamas no passado. Com a disponibilidade atual de modernos sistemas de gerenciamento eletrônico de ignição e injeção direta de combustível, foi possível substituir o complexo sistema mecânico de alimentação de combustível da pré-câmara por um gerenciamento eletrônico de injeção direta, reabrindo assim uma importante via de desenvolvimento para se obter novos ganhos de consumo específico de combustível, eficiência térmica e emissões de poluentes nos motores de combustão interna do ciclo Otto.

1.2 OBJETIVOS GERAIS

Este trabalho tem como objetivo caracterizar e analisar o desempenho de um motor do ciclo Otto de carga estratificada dotado de sistema de ignição por lanças-chamas quanto ao seu consumo específico de combustível, à sua eficiência térmica e emissões específicas de gases. A análise dos parâmetros de combustão permitiu obter a razão dos ganhos, ou perdas, de desempenho atingido em decorrência da utilização do sistema de ignição por lanças-chamas.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

A fim de alcançar o objetivo geral estabeleceram-se os seguintes objetivos específicos:

1. A partir de um motor moderno, flexível e de baixa cilindrada, projetar e construir um protótipo de motor dotado de sistema de ignição por lanças-chamas e injeção direta de combustível na pré-câmara visando à estratificação da carga.
2. Calibração e ajuste do controle eletrônico do motor original e do protótipo construído operando com gasolina E25.
3. Caracterização do desempenho do motor original e do protótipo construído operando com E25 quanto a:
 - Consumo específico de combustível (g/kWh);
 - Torque (Nm) e Potência (kW);
 - Emissão específica (g/kWh) de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrocarbonetos totais, (THC), óxidos de nitrogênio (NO_x) e água, (H₂O);
4. Caracterização do processo de combustão do motor original e do protótipo construído através dos principais parâmetros de combustão calculados a partir da curva de pressão no cilindro do motor medida em função da posição angular do virabrequim.

CAPÍTULO 2

Revisão Bibliográfica

2.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica dividida em duas partes. A primeira parte consiste em um compêndio dos princípios fundamentais que regem o funcionamento dos motores de combustão interna, apresentando também um panorama nacional e global sobre as políticas governamentais, soluções e entraves tecnológicos em relação aos motores multicomcombustíveis flexíveis e a utilização de biocombustíveis. A segunda parte retrata o estado da arte do sistema de ignição por lança chamas, apresentando um resumo dos principais trabalhos realizados desde sua concepção em 1918 até a presente data.

2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.2.1 Ciclo real ou indicado para motores do ciclo Otto.

Motores baseados neste ciclo equipam a imensa maioria dos automóveis de passeio atualmente produzidos. Estes motores funcionam segundo um ciclo mecânico de quatro tempos, onde cada tempo corresponde a um deslocamento angular de 180° do virabrequim. Estes tempos, apresentados na Figura 2.1, são denominados de admissão, compressão, combustão/expansão e exaustão.

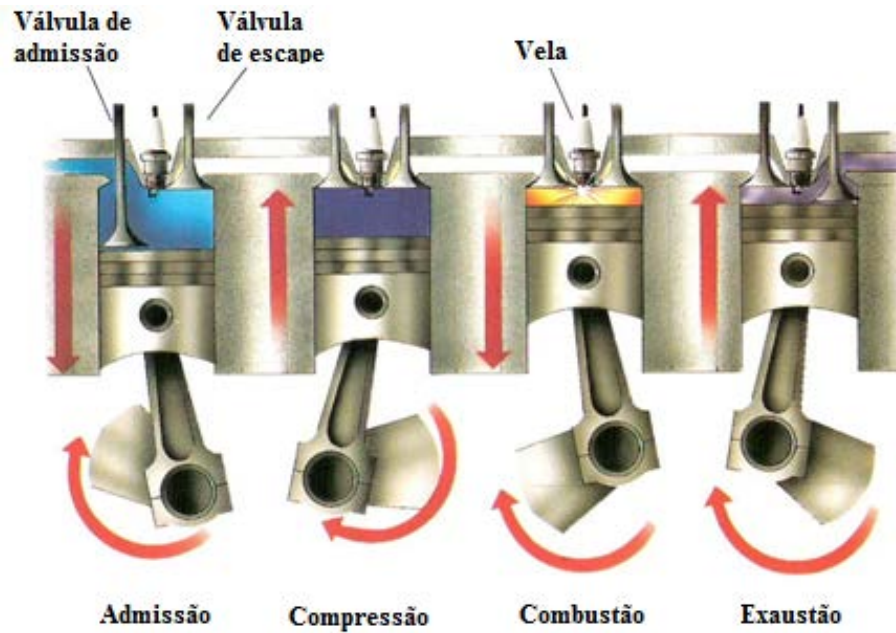


Figura 2.1 - Os quatro tempos do ciclo real Otto.

Primeiro tempo – Admissão: estando a válvula de admissão aberta e a de descarga fechada, o pistão desloca-se do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI). O aumento de volume do cilindro provocado pelo deslocamento do pistão gera uma depressão que aspira a mistura ar/combustível para o interior do mesmo. Os eletroinjetores são os dispositivos responsáveis pela dosagem do combustível no processo de formação da mistura, que pode acontecer tanto nos condutos de admissão (injeção indireta) quanto no interior do cilindro (injeção direta).

Segundo tempo – Compressão: este tempo tem seu início quando o pistão começa seu movimento ascendente do PMI para o PMS. A pressão e a temperatura da mistura são elevadas e alguns graus antes do pistão atingir o PMS uma centelha elétrica é disparada e a combustão é iniciada. A fim de se aproveitar a inércia dos gases nos condutos de admissão, maximizando o enchimento do cilindro, a válvula de admissão é fechada alguns graus após o início do movimento ascendente do pistão.

Terceiro tempo – Combustão / expansão: A combustão tem seu início quando a vela produz a centelha elétrica pouco antes do pistão atingir o PMS. Segundo BAETA (2006), motores a gasolina atingem sua eficiência máxima de combustão quando o avanço de ignição é ajustado tipicamente para valores entre 10 e 40 graus APMS (antes do PMS), e aproximadamente 8

graus DPMS (depois do PMS) metade da combustão já ocorreu, completando-se cerca de 30 a 40 graus DPMS. Estando todas as válvulas fechadas, a alta pressão criada pela combustão impulsiona o pistão em direção ao PMI, produzindo trabalho mecânico. Antes que o pistão atinja o PMI, a válvula de descarga é aberta e a alta pressão dos gases queimados contidos dentro do cilindro provoca a expulsão dos mesmos. Denominado de “*blowdown*”, este procedimento reduz a eficiência térmica do motor uma vez que os gases expelidos possuem uma elevada entalpia, entretanto diminui o trabalho de bombeamento do motor.

Quarto tempo – Exaustão: o quarto tempo tem seu início quando o pistão atinge o PMI e começa o movimento ascendente do pistão rumo ao PMS. Estando a válvula de descarga aberta o pistão empurra para fora do cilindro os gases remanescentes da combustão, que não foram expulsos durante o “*blowdown*”, restando no PMS apenas o volume equivalente ao da câmara de combustão. Tipicamente, a válvula de descarga é fechada alguns graus depois do PMS, no início do tempo da admissão, e a válvula de admissão é aberta poucos graus antes do PMS, no final do tempo da exaustão. Desta forma, existe um período do funcionamento do motor onde as válvulas de admissão e de descarga encontram-se simultaneamente abertas. O tempo em que ambas as válvulas, a(s) de admissão e a(s) de descarga permanecem simultaneamente abertas é chamado de cruzamento de válvulas (“*overlap*”), cujo propósito é ajudar a trocar os gases remanescentes da combustão por mistura fresca. A Figura 2.2 mostra esquematicamente o ciclo real em um motor naturalmente aspirado do ciclo Otto.

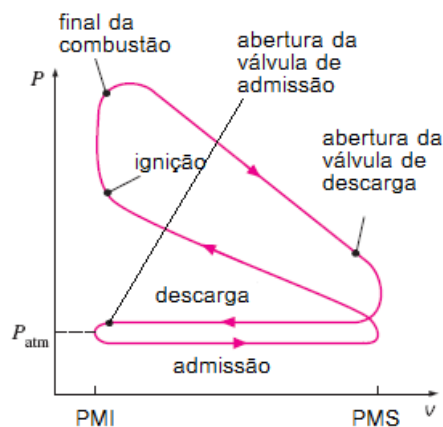


Figura 2.2 - Ciclo real em um motor do ciclo Otto, ÇENGEL (2007).

2.2.2 Eficiência Térmica e Eficiência de Combustão

Segundo Heywood (1988) a eficiência térmica, η_t , de um motor de combustão interna pode ser calculada conforme a Equação 2.1.

$$\eta_t = \frac{3600}{BSFC \times PCI} \times 100 \quad (2.1)$$

Onde:

BSFC: Consumo específico de combustível no eixo, do inglês *break specific fuel consumption* [kg/kWh];

PCI: poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];

O mesmo autor define a eficiência de combustão como a razão entre a energia liberada no processo de combustão e a energia fornecida ao motor, podendo esta ser obtida a partir da Equação 2.2.

$$\eta_c = \frac{PCI_{E25} - H_{NO_2} \times [NO_x] - H_{CO} \times [CO] - PCI_{E25} \times [THC]}{PCI_{E25}} \quad (2.2)$$

Onde:

PCI_{E25} : poder calorífico inferior do combustível E25 [MJ/kg];

H_{NO_2} : entalpia de formação do NO_2 ;

$[NO_x]$: concentração em porcentagem por volume nos gases de escapamento NO_x ;

H_{CO} : entalpia de formação do CO;

$[CO]$: concentração em porcentagem por volume nos gases de escapamento CO;

$[THC]$: concentração em porcentagem por volume nos gases de escapamento THC;

2.2.3 Eficiência Volumétrica

Segundo HEYWOOD (1988) a eficiência volumétrica, η_v , é uma medida da eficiência do motor nos processos de admissão e exaustão, e está relacionada com sua capacidade de admitir ar atmosférico. Esta é dada pelo quociente entre a vazão mássica de ar no conduto de admissão pela taxa de deslocamento volumétrico gerado pelo movimento alternativo do pistão no interior do cilindro, sendo dada por:

$$\eta_v = \frac{120 \cdot \dot{m}}{\rho_a \cdot V_d \cdot N} \quad (2.3)$$

Onde

V_d : volume deslocado pelo pistão entre o PMI e PMS [m^3];

N : rotação do motor [RPM];

ρ_a : massa específica do ar admitido na temperatura de referência [kg/m^3];

\dot{m} : Vazão mássica de ar através do conduto de admissão [kg/s].

As variáveis que influenciam a eficiência volumétrica podem ser distribuídas em sete grupos:

- 1) Tipo de combustível, razão ar/combustível, fração do combustível vaporizado no coletor de admissão e calor latente do combustível;
- 2) Temperatura da mistura definida pela transferência de calor;
- 3) Razão de pressão entre a descarga e a admissão;
- 4) Razão volumétrica de compressão;
- 5) Rotação do motor;
- 6) Geometria dos condutos de admissão, descarga e pórticos;
- 7) Geometria das válvulas e do comando de válvulas.

As variáveis citadas nos itens 1 e 2 referem-se ao poder de remoção de calor do ar de admissão por parte do combustível. Quanto maior for esta capacidade, maior será a densidade da mistura e conseqüentemente maior será a eficiência volumétrica do motor. A alteração dos parâmetros enunciados nos itens 3 e 4 afeta a quantidade de mistura que entra do cilindro e quantidade de gases queimados remanescentes no mesmo, afetando assim a eficiência volumétrica do motor. Os itens 5 a 7 se referem ao escoamento da mistura ao longo dos condutos de admissão e descarga. Nestes casos, η_v é afetada pelos gradientes de pressão, que podem gerar fluxo reverso, pelo diagrama de válvulas, que determina o aproveitamento dos efeitos de inércia através do adiantamento e retardo da abertura das válvulas (efeito RAM) e pelo dimensionamento dos componentes através dos quais a mistura escoar, BAETA (2006).

O fator de maior influência na eficiência volumétrica de um motor é a perda de carga nos condutos de admissão. Uma vez que existem limitações mecânicas para o tamanho das válvulas estas se tornam, na maior parte dos casos, o componente mais crítico do sistema, HEYWOOD (1988).

Outro fator que influencia o rendimento volumétrico é a natureza transiente e oscilatória do escoamento nos condutos de admissão. Esta natureza transiente e oscilatória é resultado de sua interação com as válvulas e os pistões que se movimentam alternativamente constituindo, portanto, em uma fonte constante de excitação. A resposta do conduto de admissão à excitação provocada pelo movimento alternativo das válvulas e pistões é função da sua geometria. Alterando a seção e o comprimento do duto de admissão é possível ajustar a frequência de ressonância do sistema de tal forma que o fechamento da válvula de admissão ocorra logo após a chegada da onda de pressão na mesma. O ajuste da frequência destes pulsos com o momento de fechamento da válvula de admissão promove aumento da eficiência volumétrica do motor, HANRIOT (2001).

De forma simplificada a potência produzida por um motor de combustão interna é determinada pela quantidade de combustível que pode ser eficientemente queimada dentro dos cilindros, que por sua vez, é função da quantidade de massa de ar admitida. Se o ar, antes de ser admitido no cilindro, é comprimido tendo sua densidade elevada, a vazão mássica de ar admitido aumentará e conseqüentemente a potência produzida pelo motor também. A sobrealimentação de um motor consiste em aumentar a pressão do ar (ou mistura) antes da sua entrada no cilindro visando o aumento da sua densidade e a obtenção de ganhos de eficiência volumétrica. Entretanto o aumento da pressão do ar provocará também um aumento da sua temperatura que por sua vez resultará em uma redução da densidade do ar (ou mistura) a ser admitido. Para minimizar este efeito indesejado, trocadores de calor podem ser instalados após o compressor a fim de resfriar o ar nos condutos de admissão, maximizando dessa forma os ganhos de eficiência volumétrica. O aumento de eficiência volumétrica obtida através da sobrealimentação proporciona o alcance de potências específicas muito altas. Veículos comerciais sobrealimentados atingem valores superiores a 110 HP por litro de deslocamento volumétrico. A possibilidade de ganho em desempenho é evidenciada, no seu caso extremo, pelos motores de competição turbo-alimentados na Fórmula 1, que na década de 80 atingiam mais de 1000 HP por litro de deslocamento volumétrico, BAMSEY (1988); BAETA (2006).

2.2.4 Formação da mistura ar/combustível

Os motores de combustão interna (MCI) são dotados de um sistema de alimentação de combustível cuja função é fornecer a quantidade de combustível adequada para formação de uma mistura ar/combustível que possa ser eficientemente queimada, melhorando dessa forma

o torque, o consumo de combustível e os níveis de emissões de poluentes, para todos os regimes de funcionamento do motor.

A evolução dos sistemas eletrônicos, principalmente nas décadas de 1980 e 1990, promoveu o advento dos sistemas de gerenciamento eletrônico para formação da mistura ar/combustível. Neste sistema a quantidade de combustível fornecida é dosada através de eletroválvulas acionadas por solenoides, denominadas de eletroinjetores. A dosagem da quantidade de combustível é feita através da modulação da largura de um pulso de tensão (*Pulse Width Modulation - PWM*) aplicado ao solenoide do eletroinjetor (4), que pode ser visto esquematicamente na Figura 2.3. Quando o solenoide é energizado, um campo magnético desloca a agulha (6) do eletroinjetor permitindo assim a passagem de combustível desde a entrada (1) até a válvula de vedação (7) montada na saída do mesmo (8). No instante em que a bobina de indução é desenergizada, a mola (5) comprime novamente a agulha (6) contra a válvula de vedação (7), bloqueado a passagem de combustível. No momento da deserenergização, ocorre o surgimento de uma tensão reversa nos terminais do eletroinjetor, induzindo na agulha uma força no sentido de fechamento da válvula de vedação, reduzindo assim o tempo necessário para fechamento do eletroinjetor, PUJATTI (2007).

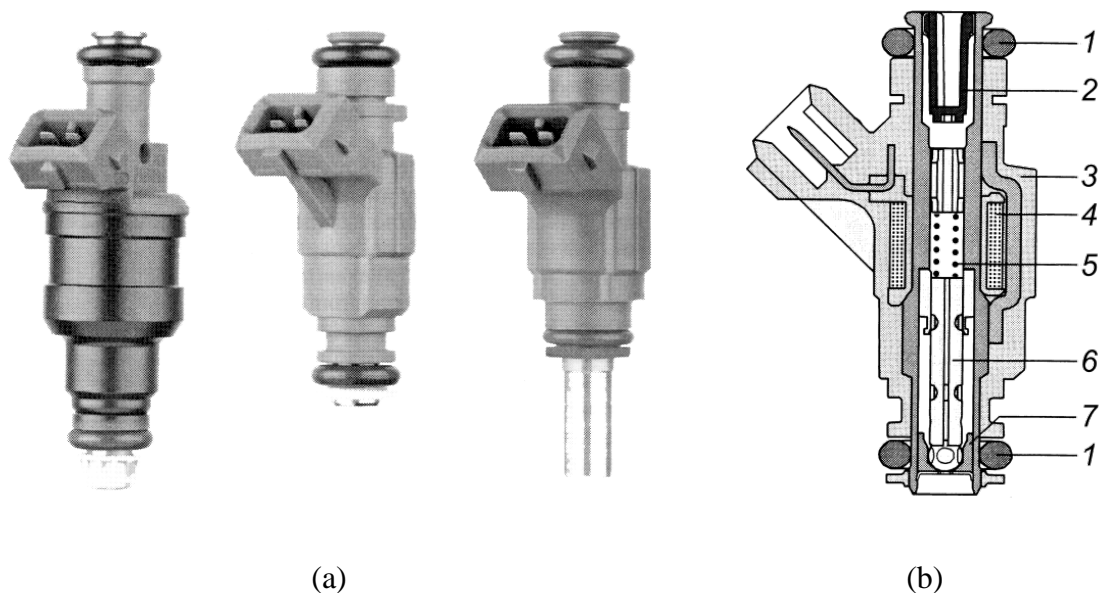


Figura 2.3 - (a) Eletroinjetor (b) Corte esquemático do eletroinjetor, PUJATTI (2007).

A mistura formada pode ser rica, pobre ou estequiométrica. A mistura é estequiométrica caso a quantidade de oxigênio presente seja igual à quantidade teórica necessária para a combustão completa do comburente, obtendo-se como produto da combustão o dióxido de carbono (CO₂), a água (H₂O) e os gases inertes presentes no ar de admissão. A mistura é considerada pobre quando a quantidade de combustível é inferior à necessária para ocorrência de uma combustão estequiométrica e rica quando a quantidade de combustível for maior. Assim misturas ricas trabalham com falta de oxigênio e misturas pobres com excesso.

A Tabela 2.1 apresenta a relação ar/combustível estequiométrica (A/F_(s)) para vários combustíveis diferentes.

Tabela 2.1 - Relação A/F_(s) para vários combustíveis, PUJATTI (2007).

Combustível:	A/F_(s) [kg/kg]:
Gasolina Pura (E0)	14,7:1
Etanol (E100)	9,0:1
Gasolina Comum (E22)	13,2:1
Diesel	15,2:1
Metanol	6,4:1
Metano (CH ₄)	17,2:1
Propano (C ₃ H ₈)	15,6:1
Butano (C ₄ H ₁₀)	15,4:1
Hidrogênio	34,0:1

Devido à variação da composição da mistura A/F entre diferentes motores e em seus diversos regimes, define-se um fator, conhecido como Lambda (λ), obtido a partir da razão entre os valores da razão ar/combustível real e a estequiométrica, segundo a equação, HEYWOOD (1988):

$$\lambda = \frac{(A/F)_r}{(A/F)_s} \quad (2.4)$$

Onde:

λ : fator lambda;

A/F_(r): razão ar/combustível em massa real;

A/F_(s): razão ar/combustível em massa estequiométrica;

A partir do fator lambda, da razão ar/combustível estequiométrica da mistura e da vazão mássica de ar admitida no cilindro (\dot{m}_{art}) é possível determinar a vazão mássica de combustível (\dot{m}_{ct}) a ser fornecida para o motor, sendo esta obtida através da Equação 2.5:

$$\dot{m}_{ct} = \frac{\dot{m}_{art}}{\lambda \cdot (A/F)_s} \quad (2.5)$$

Onde:

\dot{m}_{ct} : vazão mássica teórica de combustível por ciclo [kg/s];

\dot{m}_{art} : vazão mássica teórica de ar por ciclo [kg/s];

$A/F_{(s)}$: razão ar/combustível estequiométrica;

λ : fator lambda;

O fator lambda define a condição de operação do motor de forma qualitativa no que se refere à composição, A/F, da mistura formada. Fator lambda unitário ($\lambda=1$) informa que o sistema de alimentação de combustível está fornecendo ao motor uma quantidade de combustível igual à quantidade teórica necessária para a combustão completa, mistura estequiométrica. Um fator lambda maior que a unidade corresponde à formação de mistura pobre e por fim um lambda menor do que a unidade indica o emprego de misturas ricas.

Um enriquecimento em torno 12%, isto é, $\lambda = 0,88$, possibilita atingir o torque máximo de motores de ignição por centelha (SI) movidos a gasolina, BAETA (2006). Este autor relata que as melhores condições para economia de combustível são alcançadas para uma composição da mistura com lambda de 1,05. Níveis mínimos de emissões de poluentes são atingidos a partir do emprego de misturas estequiométricas. Empobrecimentos superiores a 15% ($\lambda > 1,15$) favorecem a ocorrência de falhas de ignição (“*missfire*”) e comprometem o funcionamento do motor.

A Figura 2.4 mostra a variação de importantes parâmetros de desempenho dos MCI em função do fator Lambda. A Figura 2.4-a mostra a sua influência sobre a potência indicada (P_{ind}) e sobre o consumo específico (sfc). Já a Figura 2.4-b mostra a sua influência sobre a emissão de poluentes.

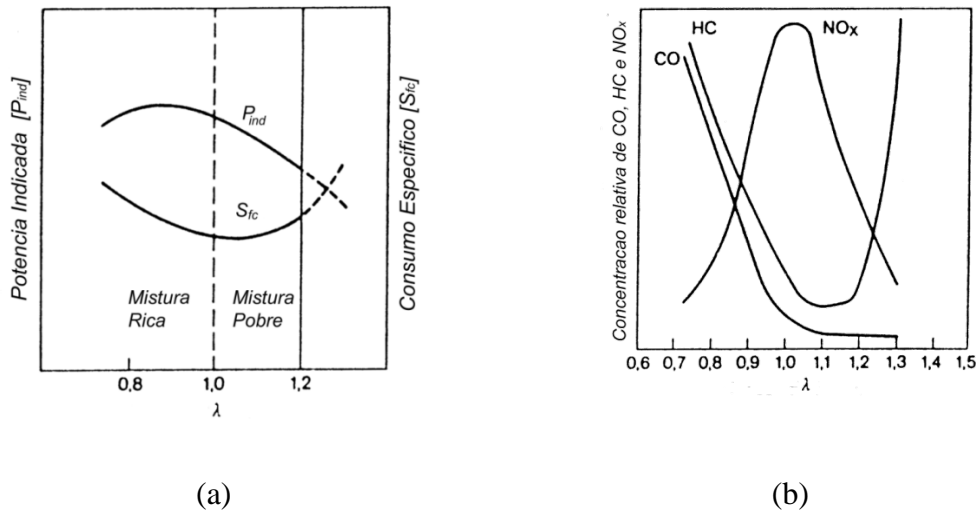


Figura 2.4 - (a) Influência do fator Lambda nos parâmetros de desempenho de um motor SI e (b) nos níveis de emissões de poluentes, HEYWOOD (1988).

Para que o funcionamento dos motores de combustão interna seja mais eficiente, diferentes relações ar combustível são requeridas para diferentes fases e condições de funcionamento. De um modo geral o fator lambda varia entre situações de enriquecimento, $\lambda < 1$, empobrecimento, $\lambda > 1$, e estequiométrica, $\lambda = 1$. Na fase de aquecimento do motor, devido à condensação de combustível nos condutos de admissão e ou na câmara de combustão, existe a necessidade de enriquecimento da mistura. Em condições de cargas parciais a formação de uma mistura estequiométrica favorece a redução do consumo de combustível e dos níveis de emissões de poluentes. Em momentos onde existe uma maior demanda de torque e potência, tais como carga plena e aceleração rápida, um fator lambda menor que a unidade é empregado.

Enquanto nos motores SI a modulação da potência é feita pela variação da vazão de ar admitida, nos motores de ignição por compressão (IC) a potência é modulada através da variação da quantidade de combustível injetada por ciclo. Nestes, a razão ar/combustível é variada de 18:1 para condições de plena carga até valores próximos de 100:1 para operação em marcha lenta. Quando a demanda de torque é máxima a razão ar/combustível deve ser aproximada da condição estequiométrica, uma vez que a pressão média efetiva e o torque são máximos para esta condição. Por questões ambientais, não é viável trabalhar com mistura estequiométrica nos motores IC, pois nestas condições, existiria na câmara de combustão regiões onde a mistura seria excessivamente rica, favorecendo a queima incompleta de parte

do combustível que resultaria em uma formação excessiva de material particulado, MP, também identificado como fumaça preta. Por esta razão os motores IC sempre operam com misturas pobres, ou seja, $\lambda > 1$. A Figura 2.5 mostra a variação da potência produzida em função da razão ar/combustível. Nesta figura a região hachurada identifica a zona de formação da fumaça preta, correspondente a uma composição da mistura próxima da estequiométrica.

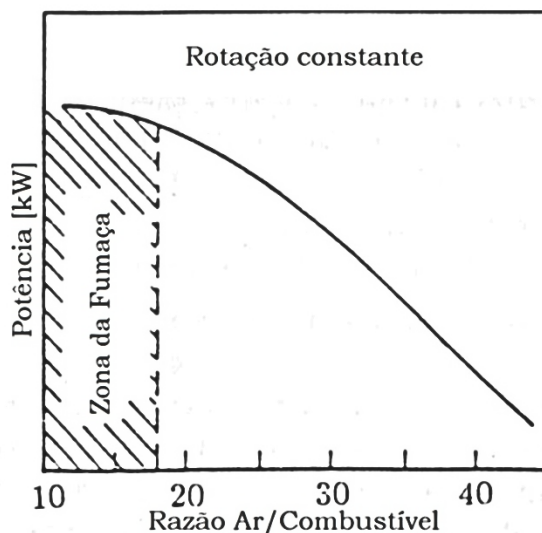


Figura 2.5 - Influência da composição da mistura na potência produzida por motores IC, GANESAN (1995).

2.2.4.1 Classificação dos sistemas de formação da mistura ar/combustível

Os sistemas de gerenciamento eletrônico de formação da mistura ar/combustível podem ser divididos em dois grandes grupos: sistemas de injeção direta e sistemas de injeção indireta. Nos sistemas de injeção direta o(s) eletroinjetor (es) são instalados de forma a injetar o combustível dentro da câmara de combustão; já os sistemas de injeção indireta o(s) eletroinjetor(es) introduzem o combustível no coletor de admissão.

De acordo com o número de eletroinjetores, os sistemas eletrônicos de injeção indireta são classificados como sistema monoponto e sistema multiponto.

2.2.4.1.1 Sistema de injeção indireta monoponto

O sistema de injeção monoponto é dotado de apenas um eletroinjetor, sendo este responsável pelo fornecimento de todo combustível necessário ao funcionamento do motor. A injeção de

combustível ocorre sempre que um dos cilindros encontra-se no tempo de admissão; portanto para um motor de quatro tempos e de quatro cilindros ter-se-á uma injeção a cada 180° de deslocamento angular do eixo do motor. A Figura 2.6 apresenta um diagrama da posição do eletroinjeter para um motor de 4 cilindros.

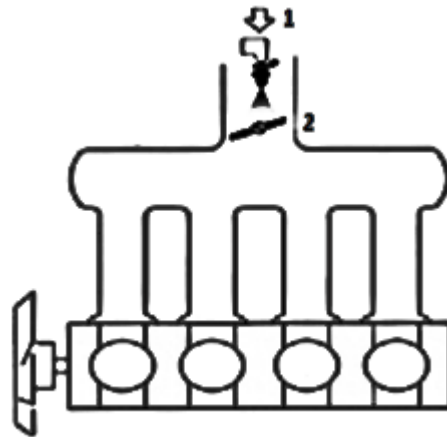


Figura 2.6 - Diagrama de um sistema de injeção eletrônica monoponto.

Pressurizado por uma bomba elétrica, o combustível chega ao eletroinjeter localizado antes da válvula borboleta. Um regulador de pressão mantém a diferença de pressão entre o coletor de admissão e a linha de combustível constante a fim de que a quantidade de combustível injetada por unidade de tempo seja independente da pressão no coletor de admissão. Após a injeção do combustível, este é misturado com o ar e conduzido ao interior do cilindro pelos condutos de admissão. Na Figura 2.6 pode-se identificar a válvula borboleta (2) e o eletroinjeter (1), PUJATTI (2007).

2.2.4.1.2 Sistema de injeção indireta multiponto

Este sistema é dotado de um eletroinjeter para cada cilindro do motor, e o fornecimento de combustível acontece de forma individualizada para cada cilindro. Segundo LENZ (1992), os principais benefícios desse sistema são: distribuição uniforme de combustível em todos os cilindros, menor acúmulo de combustível nas paredes dos coletores de admissão e melhor atomização do mesmo. A Figura 2.7 mostra um diagrama da posição dos eletroinjetores em um sistema multiponto para motores de 4 cilindros.

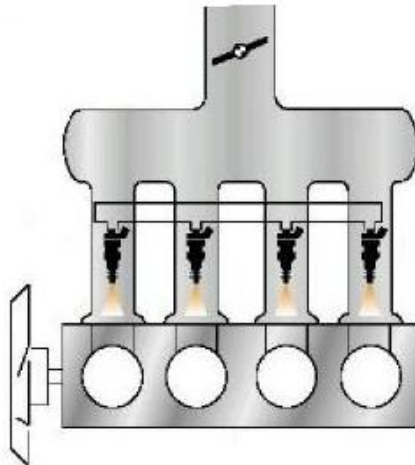


Figura 2.7 - Diagrama de um sistema de injeção eletrônica multiponto.

O sistema multiponto de injeção de combustível possibilita a implementação de diversas estratégias de injeção, sendo estas classificadas de acordo com a frequência de trabalho dos eletroinjetores, BAUER (1999):

- Sistema de injeção eletrônica simultânea de combustível (*full group*);
- Sistema de injeção semi-sequencial (banco a banco);
- Sistema de injeção sequencial sincronizada.

Nos sistemas de injeção eletrônica simultânea (*full group*), todos os eletroinjetores são acionados simultaneamente para cada ciclo de admissão realizado pelos cilindros do motor. Assim, em um motor de quatro cilindros a quantidade de combustível fornecido em cada injeção é $\frac{1}{4}$ da quantidade necessária por ciclo.

Em motores cujo número de cilindros é par, estes podem ser agrupados de dois em dois de tal forma que os cilindros de um mesmo grupo sempre estarão na mesma posição. Os cilindros que possuem mesma posição angular em relação ao eixo do motor são chamados de cilindros gêmeos. Partindo desse fato, o sistema semi-sequencial realiza a injeção de combustível de forma simultânea para os cilindros gêmeos, sempre que um deles estiver no PMS. Esta característica permite que esse sistema divida a quantidade de combustível injetada por dois (2), sendo uma delas injetada no tempo da admissão e a outra no tempo da expansão. A vantagem desse sistema é a redução da frequência de acionamento dos eletroinjetores pela metade, PUJATTI (2007).

O sistema de injeção sequencial sincronizada é dotado de um sensor indutivo, denominado de sensor de fase, instalado na polia da árvore de comando de válvulas, cuja função é informar a UCE, unidade de controle eletrônico do motor, a posição relativa entre a árvore de comando de válvulas e o virabrequim. Esta informação juntamente com a ordem de ignição do motor permite ao sistema identificar o tempo de operação de cada cilindro do motor. Desta forma é possível comandar cada eletroinjetor para injetar de uma só vez, no tempo da admissão, todo o combustível necessário à execução do ciclo. Portanto nesse sistema a injeção ocorre de forma individual para cada cilindro e sincronizada com o tempo de admissão. Segundo PUJATTI (2007), este sistema proporciona melhora de desempenho em relação ao sistema semi-sequencial proporcionando melhoras na atomização do combustível, no consumo de combustível e nos níveis de emissões poluentes.

2.2.4.1.3 Sistema de injeção direta e Carga Estratificada

Enquanto nos motores de injeção indireta a mistura é formada no coletor de admissão, nos motores dotados de injeção direta ela é formada dentro da câmara de combustão. A história da injeção direta de combustíveis em motores do ciclo Otto é tão antiga quanto o próprio motor de ignição por centelha. Dados históricos revelam que em 1884, um motor denominado “Spiele” funcionou com injeção direta. Com o desenvolvimento do carburador esse método de injeção foi abandonado, ressurgindo tempos depois com a principal finalidade de reduzir a ocorrência da detonação, BARBOSA (1997).

Os sistemas de injeção direta podem ser divididos em dois grupos: os de baixa pressão onde a injeção ocorre no tempo de admissão e os de alta pressão onde a injeção ocorre no tempo da compressão, momentos antes da ignição do combustível. O segundo grupo visa à formação de uma mistura estratificada, isto é, uma mistura cuja razão ar/combustível varia espacialmente dentro da câmara de combustão. Segundo OBERT (1971), podem existir no interior da câmara de combustão regiões com misturas levemente enriquecidas e outras contendo apenas ar. A Figura 2.8-a ilustra um motor operando com carga estratificada.

Nos motores de injeção indireta e de injeção direta à baixa pressão o intervalo entre o momento no qual o combustível é fornecido e o início da combustão é suficientemente longo de tal forma que ocorre uma mistura completa entre o combustível fornecido e o ar admitido no cilindro, formando desta forma uma mistura homogênea, uma mistura cujo fator Lambda

não varia espacialmente na câmara de combustão. A Figura 2.8-b mostra um motor operando com carga homogênea.

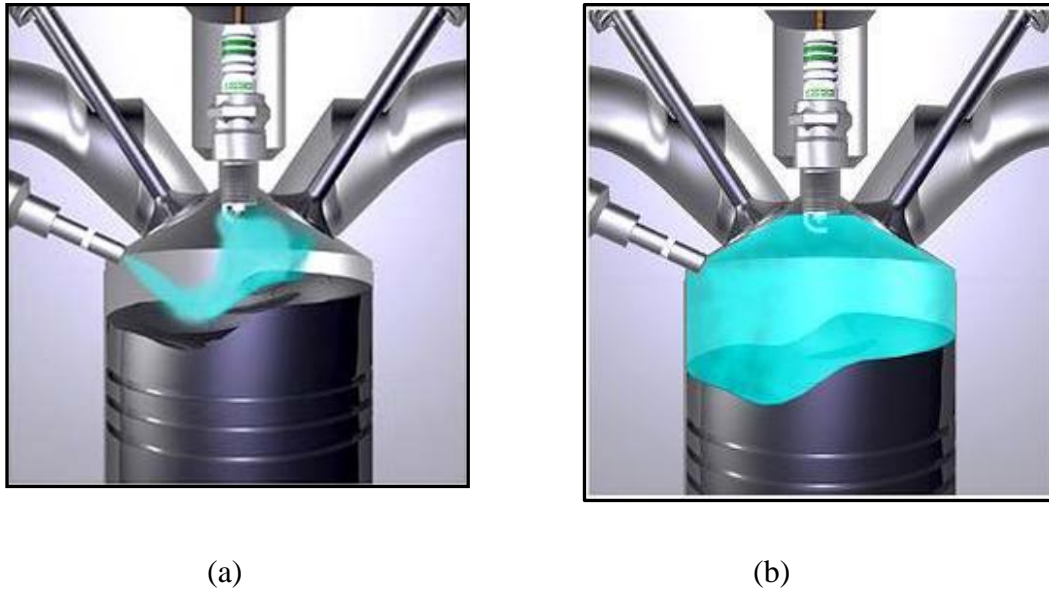


Figura 2.8 - (a) MCI operando com carga estratificada e (b) com carga homogênea.

BARBOSA (1997) ressalta que a injeção direta de combustíveis líquidos é capaz de promover a estratificação da carga, uma vez que não haverá tempo hábil para homogeneização da mistura antes do início da combustão. Ele destaca que os injetores de combustível devem ser capazes de resistir às altas temperaturas e pressões características da câmara de combustão. Segundo este autor, a injeção direta de combustíveis em motores de ignição por centelha foi amplamente utilizada em aviões e tanques de guerra durante a II Guerra Mundial em virtude dos elevados valores de pressão média efetiva e velocidade do motor que este método proporcionava. A injeção direta nos motores de ignição por centelha não tem como função iniciar o processo de combustão nem controlar o seu período, como é no caso dos motores de ignição por compressão.

Nos motores de carga estratificada, a combustão tem seu início em uma região onde a mistura é levemente rica, ocorrendo em seguida a propagação da frente de chama na direção de regiões onde a mistura é mais pobre. Este fato promove um aumento da resistência à detonação, uma vez que a última porção de mistura a ser queimada tem maior resistência à autoignição. Outro fator que coopera nesse sentido é a redução do intervalo entre o momento da injeção de combustível e o início da combustão. A diminuição deste intervalo reduz o tempo disponível para a ocorrência das pré-reações de combustão e o tempo disponível para

transferência de calor para a mistura dentro do cilindro, reduzindo assim sua temperatura e as chances da mistura exceder a temperatura e o tempo de autoignição. A região que contém mistura rica, localizada próxima à vela de ignição, fica rodeada por uma região de mistura mais pobre, ou apenas ar, que impede que a mistura ar/combustível mais rica entre em contato com as paredes do cilindro, que se encontram com elevadas temperaturas. Este fato além de contribuir para a não ocorrência da detonação, pela redução da temperatura da mistura, também proporciona uma redução dos índices de emissões de poluentes.

Os modernos sistemas de injeção direta são capazes de operar tanto com carga homogênea quanto com carga estratificada. Nestes sistemas a quantidade e o tempo de injeção são variados conforme a condição de carga imposta ao motor. O sistema de gerenciamento eletrônico do motor opera basicamente entre 3 modos: mistura pobre, mistura estequiométrica e mistura rica.

Nas situações de carga parcial, onde a demanda de torque é menor, o sistema trabalha com misturas pobres e o combustível é injetado no final do tempo de compressão visando à formação de uma mistura estratificada. Alguns destes motores são dotados de coletores variáveis, que oferecem duas opções de trajetória para o ar em processo de admissão. Em situações de carga parcial, a central eletrônica comanda o fechamento de uma válvula no coletor de admissão que forçará a passagem do ar admitido por um caminho de menor seção transversal, este direcionará o escoamento para uma cavidade toroidal contida na cabeça do pistão (*piston guided*). Esta estratégia proporciona a formação de uma mistura levemente rica em uma região próxima à vela de ignição que fica envolvida por uma região com excesso de ar, isto é, por mistura pobre. Esta técnica de estratificação da mistura permite a combustão eficiente de misturas pobres. A Figura 2.9-b mostra o direcionamento do escoamento à cavidade toroidal presente na face superior do pistão, através da atuação da válvula direcional (2) contida no coletor de admissão.

Em situações de carga moderada, o combustível é injetado no tempo de admissão e em quantidade adequada para formação de uma mistura estequiométrica. Sob estas condições a válvula direcional do coletor de admissão permanece aberta a fim de reduzir ao máximo as perdas de bombeamento e contribuir para a formação de uma mistura homogênea no interior do cilindro. Para situações de plena carga, a mesma estratégia é adotada, porém faz-se o uso

de misturas ricas visando obtenção do torque máximo. A Figura 2.9-a mostra o motor operando com a válvula direcional (1) do coletor de admissão aberta.

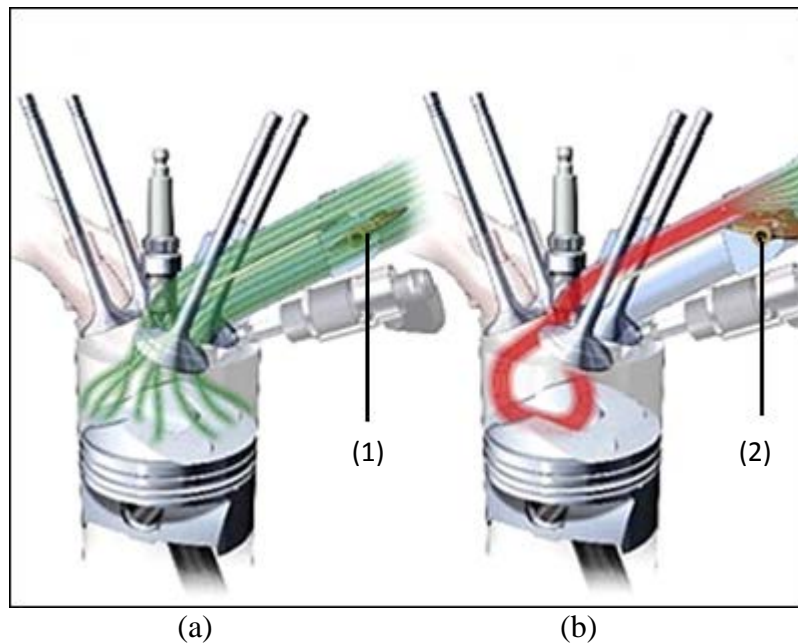


Figura 2.9 - (a) válvula direcional do coletor de admissão aberta visando à formação de mistura homogênea, (b) válvula direcional do coletor de admissão fechada visando à formação de mistura estratificada.

O aumento do torque, da potência e da resistência à ocorrência da detonação juntamente com a redução do consumo de combustível e dos níveis de emissões de poluentes são algumas das vantagens decorrentes da utilização da injeção direta, BARBOSA (1997).

2.2.4.2 Estratificação da mistura ar/combustível através de um sistema de ignição por lanças chamas

Em 1918 um novo conceito de motor de carga estratificada foi idealizado por Sir. Harry R. Ricardo, que por volta da década de 1970, daria origem a um motor de ignição por lanças chamas produzido em escala comercial pela Honda, HEYWOOD (1988). Este motor possui um sistema auxiliar de alimentação que fornece uma mistura levemente enriquecida para uma pré-câmara de combustão, fisicamente separada da câmara principal, mas interligada a esta por meio de orifícios calibrados. Neste sistema a combustão tem seu início na pré-câmara, por meio de uma centelha elétrica, onde o aumento de pressão faz com que os gases em combustão sejam expelidos em direção à câmara principal através dos orifícios de

interconexão. Cada jato de mistura em combustão, oriundo da pré-câmara, representa uma fonte de altíssima energia para a ignição da mistura dentro da câmara principal. Ao contrário dos motores dotados de ignição convencional, nos motores equipados com sistema de ignição por lança chamas, a combustão, na câmara principal, tem início em vários pontos distintos, fato que tende a promover o aumento da eficiência da combustão e a capacidade de inflamar segura e rapidamente os mais variados combustíveis, inclusive os de difícil ignição direta por centelha, possibilitando ainda um processo de combustão de misturas pobres com baixa variabilidade cíclica.

O ciclo de funcionamento do motor de ignição por lança chamas é descrito com auxílio da Figura 2.10:

- a) Durante a fase de admissão do motor, a câmara principal é alimentada com mistura pobre;
- b) Durante a compressão, parte da mistura pobre contida na câmara principal é bombeada para a pré-câmara. Ainda no tempo da compressão, porém antes da liberação da centelha, uma quantidade de combustível adicional é fornecido na pré-câmara visando à formação de uma mistura levemente rica na mesma.
- c) A combustão tem seu início com a liberação da centelha elétrica na pré-câmara, que promoverá um aumento da pressão na mesma e impulsionará os gases em combustão para a câmara principal na forma de jatos de fogo. Estes jatos de fogo inflamarão a mistura pobre contida na câmara principal.
- d) O processo de descarga não é capaz de eliminar completamente os gases queimados, ficando uma parcela remanescente tanto na câmara principal, quanto na pré-câmara.

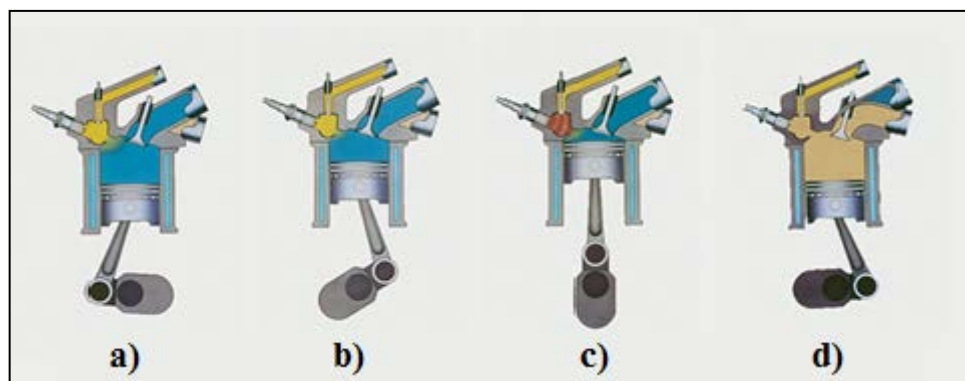


Figura 2.10 – Fases do Ciclo do Motor de Ignição por Lança Chamas: (a) admissão, (b) compressão, (c) combustão, (d) descarga, HONDA MOTOR COMPANY (2006).

2.2.5 Gerenciamento eletrônico do motor

Os primeiros sistemas de fornecimento de combustível para a formação da mistura ar combustível eram completamente mecânicos, sendo realizados através de um dispositivo chamado carburador. O carburador, dotado de um sistema de alimentação principal e de sistemas auxiliares não é capaz de dosar de forma precisa e diferenciada a quantidade de combustível a ser injetada para os diversos regimes de funcionamento do motor. Com o surgimento de legislações reguladoras dos níveis máximos de emissões de poluentes e a busca por tecnologias que propiciassem aumento de rendimento, o carburador foi substituído por um sistema eletrônico de controle da injeção de combustível.

A evolução dos sistemas de gerenciamento eletrônico do motor promoveu a redução do número de componentes mecânicos tanto do sistema de injeção de combustível quanto do sistema de ignição. Nos primeiros sistemas o controle do motor era realizado de forma segmentada pela inserção de módulos eletrônicos de processamento de sinais. Como exemplo pode-se mencionar o sistema “*Bosch LE Jetronic+EZK*” que utiliza dois módulos analógicos distintos, um para controle da injeção do combustível (Módulo LE-JETRONIC) e outro para controle da ignição, (módulo EZK).

Atualmente o controle eletrônico é digital, sendo realizado por um microprocessador dotado de um software baseado na aquisição, discretização e interpretação de sinais oriundos de diversos sensores instalados no motor. Além dos eletroinjetores, o microprocessador, comumente denominado de unidade central eletrônica (UCE), controla também a(s) bobina(s) de ignição, o atuador de marcha lenta, o eletroventilador do sistema de arrefecimento, o

acoplamento do compressor do ar condicionado, a pressão do sistema de direção hidráulica, a pressão de sobrealimentação, o sistema de controle de tração, etc. Esse tipo de gerenciamento digital integrado do MCI é um dos principais responsáveis pela redução do impacto ambiental causado pelos automóveis atuais, PUJATTI (2007).

Alguns dos sistemas de injeção eletrônica se baseiam na determinação da vazão mássica de ar para os cilindros de forma a comandar a vazão mássica de combustível a ser injetada em cada um deles. A determinação da vazão mássica pode ser feita de forma direta através de um sensor instalado a jusante da válvula borboleta ou de forma indireta através da medição de grandezas que são utilizadas para o seu cálculo.

Uma maneira de se medir de forma indireta a vazão mássica de ar admitido é a partir da utilização da Equação 2.6, HEYHOOD (1988).

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \cdot \rho_{ar} \cdot V_{cc} \cdot N}{n_r \cdot 60} \quad (2.6)$$

Onde:

\dot{m} : Vazão mássica admitida pelo motor [kg/s];

η_v : Eficiência volumétrica

ρ_{ar} : Densidade do ar no coletor de admissão [kg/m³]

V_{cc} : Deslocamento volumétrico do motor [m³]

N : Frequência de rotação do motor [RPM];

n_r : Número de revoluções de cada ciclo de trabalho por cilindro do motor (rev).

A utilização desta equação requer além do conhecimento do mapa de eficiência volumétrica do motor e de seu deslocamento volumétrico, a medição da sua rotação e o cálculo da densidade do ar admitido, realizado através da Equação 2.7, e da medição da temperatura e pressão no coletor de admissão.

$$\rho_{ar} = \frac{P_{in}}{R \cdot T_{in}} \quad (2.7)$$

Onde:

P_{in} : pressão no coletor de admissão [Pa];

R : constante do ar [J/kg.K];

T_{in} : Temperatura do ar no coletor de admissão [K].

O anemômetro de chapa quente é um sensor capaz de medir diretamente a vazão mássica admitida pelo MCI. Este é dotado de uma chapa, que deve ser mantido a uma temperatura superior à temperatura do fluido que se deseja medir a vazão. A temperatura do fio é elevada através da passagem de uma corrente elétrica, cuja dissipação térmica é dependente do coeficiente de transferência de calor convectivo que por sua vez é função da velocidade do escoamento. No caso de um fio cilíndrico, a perda de calor pode ser relacionada com a vazão mássica através do anemômetro pela lei de King, ZHAO (2001).

$$q = I^2 \cdot R \cong a + b(\rho \cdot V_{ar})^n \quad (2.8)$$

Onde:

q: taxa de calor perdido [W];

I: corrente elétrica [A];

R: resistência elétrica [Ω];

ρ_{ar} : densidade do ar no coletor de admissão [kg/m^3];

V_{ar} : velocidade do ar no coletor de admissão [m/s];

a, b, n: constantes determinadas por meio de calibração.

Sendo a equação da continuidade:

$$\dot{m} = \rho_{ar} \cdot V_{ar} \cdot A \quad (2.9)$$

Onde:

\dot{m} : Vazão mássica admitida pelo motor [kg/s];

ρ_{ar} : Densidade do ar no coletor de admissão [kg/m^3];

V_{ar} : Velocidade do ar no coletor de admissão [m/s];

A: área da seção transversal do sensor [m^2].

Pode-se reescrever a Equação 2.10 como:

$$I^2 \cdot R \cong C + D(\dot{m})^E \quad (2.10)$$

Onde:

I: corrente elétrica [A];

R: resistência elétrica [Ω];

\dot{m} : Vazão mássica admitida pelo motor [kg/s];

C, D, E: constantes determinadas por meio de calibração.

Após a determinação das constantes a, b e n, presentes na equação 2.8, é possível estimar a vazão mássica de ar através do monitoramento da energia elétrica dissipada no fio quente do anemômetro.

O tempo de resposta do anemômetro à variação de vazão mássica é inversamente proporcional a sua inércia térmica, o que significa que o diâmetro do fio quente deve ser tão pequeno quanto possível ($< 100\mu\text{m}$). Diâmetros reduzidos proporcionarão um pequeno tempo de resposta, porém darão origem a um equipamento frágil. Ao custo de um maior tempo de resposta, fios de maior diâmetro são usados para se obter uma maior robustez do equipamento, ZHAO (2001).

Uma vez conhecida a vazão mássica de ar admitida, a UCE calcula a vazão mássica de combustível que deve ser fornecida ao motor, sendo esta obtida pelo quociente entre a vazão mássica de ar admitido e a razão ar/combustível desejada para o regime de funcionamento do mesmo. De acordo com a vazão mássica de combustível demandada, a UCE comandará a modulação da largura de um pulso de tensão, que determinará o tempo de abertura do eletroinjetor, tempo de injeção, e conseqüentemente da vazão mássica de combustível injetada. O tempo de injeção é normalmente expresso em milissegundos (ms). A Figura 2.11 mostra a forma de onda da tensão de acionamento aplicada ao eletroinjetor equivalente a 5,0 ms (T_{inj}) e a respectiva tensão reversa induzida no momento da desernegação (PUJATTI, 2007).

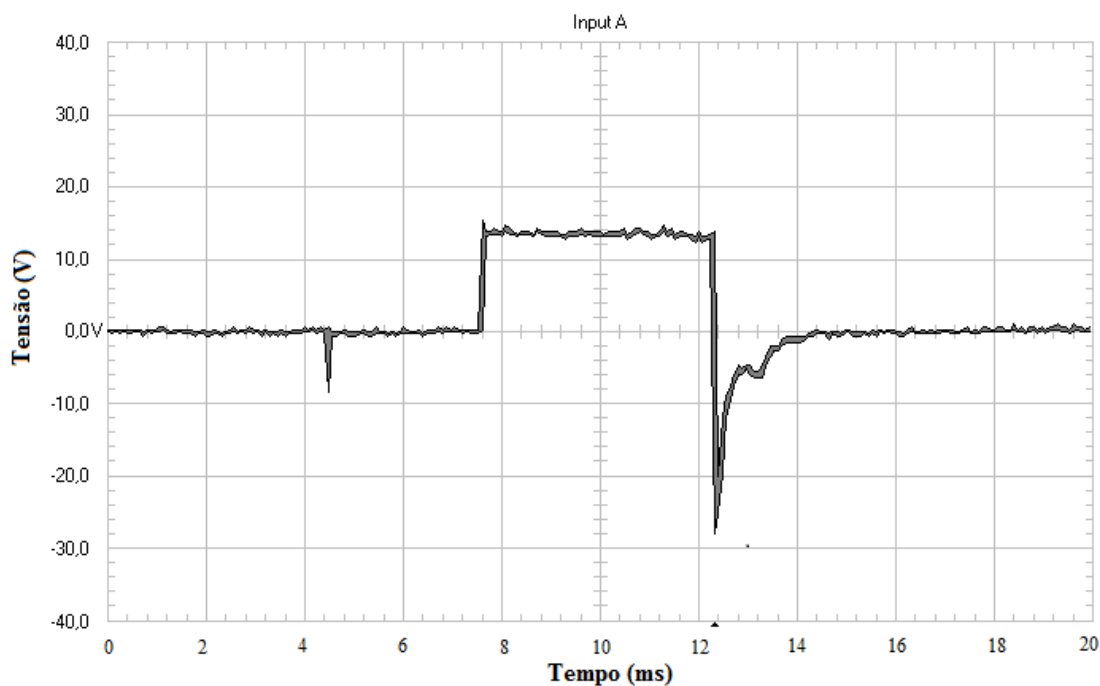


Figura 2.11 – Tensão de acionamento do eletroinjetor ($t_{inj} = 5,0$ ms), PUJATTI (2007).

O tempo de injeção pode ser determinado a partir do mapa de eficiência volumétrica do motor e da função de transferência do eletroinjetor, ou obtido experimentalmente em bancada dinamométrica. A título de exemplo, a Figura 2.12 apresenta um mapa de calibração do tempo de injeção em função da rotação do motor e da carga imposta, referenciada pela posição da válvula borboleta. Mapas de correção para o tempo de injeção são implementados para condições como, por exemplo, de partida a frio e plena carga. A Tabela 2.2 apresenta uma matriz de correção do tempo base de injeção em função da temperatura do líquido de arrefecimento do motor, utilizada para aperfeiçoar as condições de partida a frio, PUJATTI (2007); BAUER (1999); MOTEC (2012).

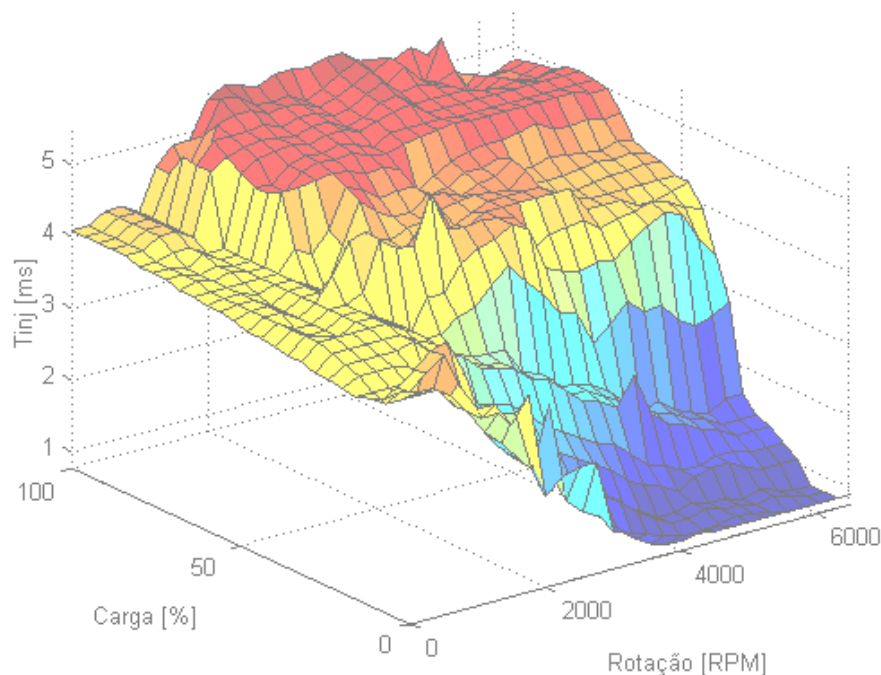


Figura 2.12 – Mapa de tempo de injeção (t_{inj}) de um MCI, PUJATTI (2007).

Tabela 2.2 - Correção do tempo de injeção em função da temperatura do motor.

Temperatura do líquido de arrefecimento [°C]	-20	-10	0	10	20
Aumento no Tempo base [ms]	1,7	1,50	0,85	0,60	0,35

De forma similar à Tabela 2.2 podem ser implementadas correções de tempo base de injeção em função da temperatura do ar admitido, da pressão no coletor de admissão e da pressão atmosférica.

Segundo BAETA (2006), o controle da ignição deve ser realizado através da carga e rotação do motor e da posição angular do virabrequim. A carga do motor pode ser identificada através da posição da válvula borboleta, medida por um potenciômetro solidário ao seu eixo, ou pelo valor da pressão no coletor de admissão, feita por um sensor, composto por extensômetros aplicados sobre um diafragma de silício (*strain gauge*), capaz de medir a pressão absoluta no coletor de admissão. A rotação do motor e a posição angular do virabrequim são mensuradas através de sensores indutivos. Baseado na rotação e carga do motor, a UCE determina, em função do mapa de avanço, o ângulo de avanço de ignição para a condição lida e realiza o chaveamento da bobina em função desse parâmetro. A Figura 2.13 mostra um mapa de avanço de ignição de um MCI.

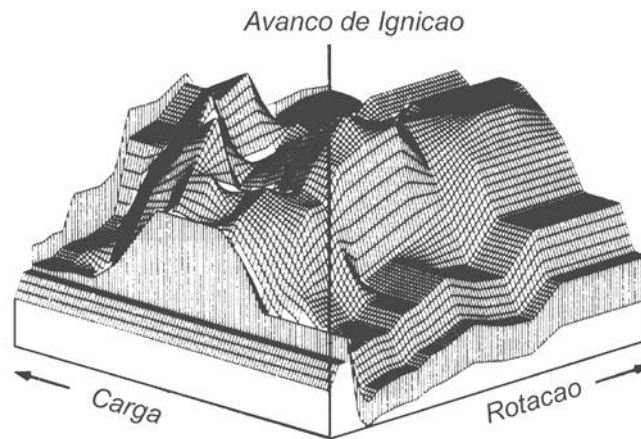


Figura 2.13 – Mapas de avanço de ignição, DENTON (2000).

Pode-se ainda realizar o controle do avanço em malha fechada através da detecção do fenômeno da detonação utilizando-se um acelerômetro instalado no bloco do motor. Quando esse fenômeno é detectado, a central eletrônica adota estratégias de redução do avanço no intuito de diminuí-lo.

2.2.6 Combustão

2.2.6.1 Combustão em motores do ciclo Otto

Nos motores convencionais de ignição por centelha, a ignição ocorre quando uma pequena parte da mistura ar/combustível reage ao entrar em contato com a centelha elétrica cuja temperatura varia entre 3000 e 6000 °C. O fator determinante para o início da combustão não é a temperatura, mas sim a excitação e ionização molecular. Caso a energia de ignição seja pequena, a combustão não ocorrerá, exceto de uma pequena porção de combustível em contato direto com a centelha elétrica. Como a combustão não é instantânea, mas dura um período finito de tempo, ela é iniciada no final do tempo da compressão, portanto antes do pistão atingir o PMS. Uma vez iniciada, ela se propaga por condução, difusão, radiação e convecção do calor, promovendo assim o aquecimento e ignição da porção de mistura não queimada. Desta forma, a condução e a difusão de calor da mistura fresca para a mistura queimada exerce um papel preponderante no processo de combustão. A velocidade de propagação da chama depende das propriedades e das condições da mistura e se não houver nenhum escoamento direcionado dentro da câmara de combustão a frente de chama vai se

propagar com velocidade uniforme em todas as direções e assumir conseqüentemente uma geometria esférica, GANESAN (1995); LENZ (1992); HEYWOOD (1988).

O processo de combustão em um motor SI pode ser dividido em 3 fases, como mostrado na Figura 2.14, onde também pode ser visualizada a variação de pressão durante a combustão. O ponto A representa o momento em que a centelha elétrica é introduzida pela vela de ignição, no caso 20° APMS, o ponto B identifica o momento onde é possível identificar o início do aumento da pressão, neste caso 8° APMS e o ponto C onde o pico de pressão é atingido, aproximadamente 10° DPMS. Assim o trecho AB representa o primeiro estágio da combustão, o trecho BC o segundo e trecho CD o terceiro, GANESAN (1995).

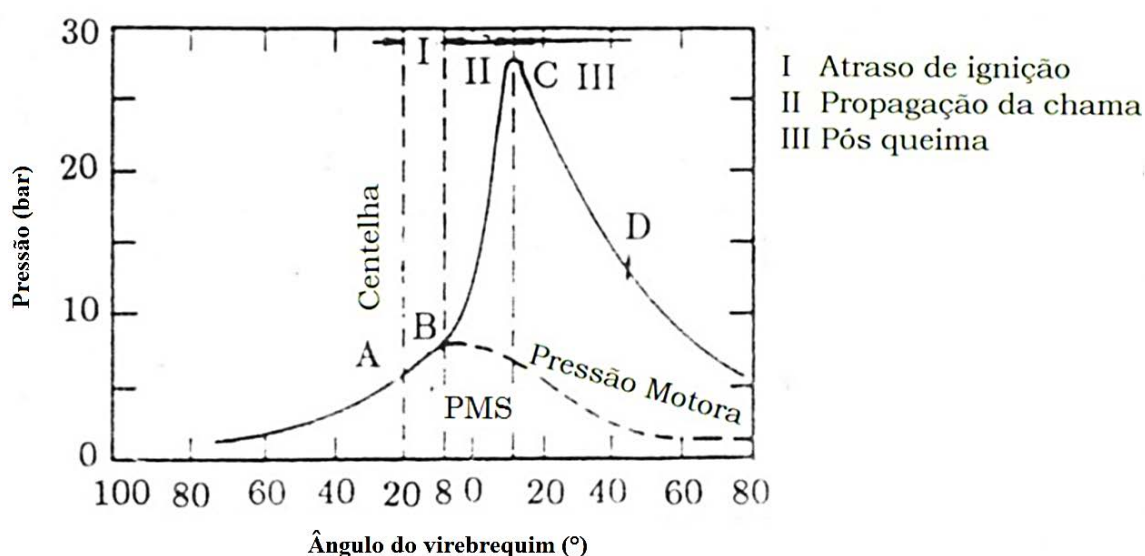


Figura 2.14 – Fases da Combustão em um motor SI, GANESAN (2000).

No primeiro estágio, AB, segundo LENZ (1992), a inflamação da mistura é causada pela liberação de calor de forma intensa e localizada, na região próxima à vela de ignição. O aumento localizado da temperatura provoca a vaporização do combustível e a autoignição do mesmo, dando início ao processo de combustão. O início da combustão da mistura é determinado pelo momento onde se torna possível identificar o início do aumento de pressão, o que não acontece instantaneamente. Segundo GANESAN (1995) o tempo decorrido entre a liberação da centelha e o início da combustão é chamado de retardo de ignição e pode durar até 12° de rotação do virabrequim. O retardo de ignição é devido ao tempo necessário para que as reações de oxidação do combustível aconteçam quando este está submetido a altas temperaturas. Depois de um tempo, a velocidade destas reações aumenta de tal forma que será

possível identificar um acentuado aumento da pressão no cilindro caracterizando o início do processo de combustão. O primeiro estágio da combustão caracteriza-se por ser um processo puramente químico dependente da temperatura, pressão, natureza do combustível, da razão ar/combustível e da fração de gases queimados remanescentes do ciclo anterior, LENS (1992).

O começo do segundo estágio, BC, coincide com o início da combustão que se dá no momento onde é possível identificar um aumento da pressão mais acentuado. Neste estágio, a velocidade de propagação da frente de chama é praticamente constante. A taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro é pequena, pois apenas uma pequena parte da mistura queimada tem contato com elas. A taxa de liberação de calor é fortemente dependente do nível de turbulência e da taxa em que a reação ocorre que por sua vez é função da composição da mistura. A taxa de aumento da pressão é proporcional à taxa de liberação de calor, pois neste estágio da combustão o volume é praticamente constante, uma vez que o pistão encontra-se próximo ao PMS.

O terceiro estágio, DC, tem seu início no instante em que a pressão atinge seu valor máximo, ponto C. Devido a uma redução da velocidade de chama e da diminuição da área superficial da frente de chama, a taxa de combustão decresce. Uma vez que o tempo de expansão começa antes deste estágio, onde o pistão encontra-se no seu movimento descendente, esta fase é caracterizada por uma contínua redução da pressão, GANESAN (1995).

A velocidade da frente de chama dentro do cilindro, fator preponderante sobre a eficiência da combustão, é determinada pela taxa de reação e pela taxa de transporte. A taxa de reação é resultado de uma combinação de processos químicos através dos quais a frente de chama consome a mistura fresca através da sua trajetória. Já a taxa de transporte está relacionada a aspectos físicos do movimento da frente de chama em relação às paredes do cilindro e do diferencial de pressão existente entre a porção de mistura fresca e mistura queimada. O estudo dos fatores que afetam a velocidade de chama é muito importante uma vez que ela influencia a taxa de aumento de pressão dentro do cilindro que por sua vez determinará a existência de anomalias no processo de combustão. Segundo LENZ (1992) a turbulência e a razão ar/combustível são os fatores que tem a maior influência na velocidade de propagação da chama, associados respectivamente à taxa de reação e a taxa de transporte.

A velocidade de propagação da chama é proporcional ao nível de turbulência, isto é, um aumento do nível de turbulência provoca um crescimento na velocidade de propagação da chama. Isto se deve a uma maior interação a nível molecular entre a porção de mistura queimada e não queimada, aumentando dessa forma a área de contato entre a mistura não queimada e a frente de chama e conseqüentemente a taxa de reação. A turbulência é resultado da interação entre as forças inerciais do escoamento e a geometria dos condutos de admissão, válvulas, pórticos, câmara de combustão e a cabeça do pistão. Por isso o projeto destes componentes exerce uma significativa influência no nível de turbulência e conseqüentemente da velocidade de propagação da chama e finalmente da eficiência da combustão, HEYWOOD (1988); LENZ (1992); GANESAN (1995).

Por promover uma melhor mistura entre o combustível e o ar, a turbulência acelera a taxa de reação química entre eles proporcionando uma combustão mais rápida e, portanto, um menor avanço da ignição. Uma vez que o aumento da velocidade de propagação da chama diminui o tempo necessário à ocorrência da combustão, esta minimiza as chances de aparecimento da detonação. A turbulência aumenta com a velocidade do motor, por isso, a velocidade de propagação de chama aumenta quase que de forma linear com o aumento da rotação do motor, GANESAN (1995).

Como já mencionado, a razão ar/combustível tem uma forte influência na taxa de reação e conseqüentemente na velocidade de propagação da chama. A maior velocidade de propagação da chama é obtida para misturas levemente enriquecidas, já o empobrecimento da mistura resulta em uma redução do calor liberado e da velocidade de propagação da chama. Entretanto, um enriquecimento adicional da mistura resultará em uma combustão incompleta, ocasionando a diminuição da taxa de liberação de calor e, por fim, em uma redução da velocidade de propagação da chama, GANESAN (1995).

2.2.6.2 Avanço da ignição

Como mencionado, a combustão ocorre em um período finito de tempo, sendo iniciada alguns graus antes do pistão atingir o PMS. O avanço de ignição visa proporcionar o tempo necessário para que a combustão se inicie e se desenvolva de tal forma que o pico de pressão resultante desse processo ocorra poucos graus depois do pistão iniciar seu movimento descendente. Se o avanço de ignição for demasiadamente grande haverá um aumento excessivo da pressão no cilindro antes do pistão atingir o PMS e iniciar seu movimento

descendente, resultando em um aumento do trabalho de compressão e redução do trabalho útil do ciclo. Por outro lado, se a ignição for muito atrasada, os valores máximos de pressão do ciclo serão reduzidos, reduzindo o torque máximo do motor. Assim, existe um momento ótimo para a liberação da centelha de tal forma a minimizar o trabalho de compressão e proporcionar os maiores valores de pressão nos instantes iniciais do movimento descendente do pistão, gerando o maior torque e menor consumo de combustível para um determinado regime de rotação e carga. Este avanço é conhecido pela sigla MBT, do inglês “*maximum break torque*”. A Figura 2.15 mostra o comportamento do torque em relação ao avanço da ignição e a Figura 2.16 mostra o trabalho perdido quando o avanço de ignição não está ajustado para o MBT, STONE (1993); GIACOSA (2004).

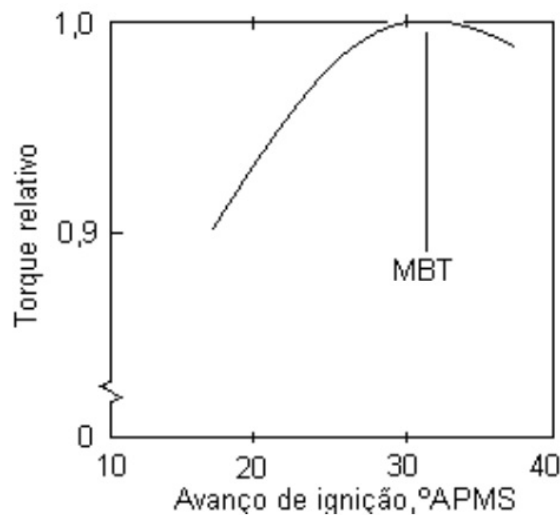


Figura 2.15 – Efeito do avanço de ignição no torque com rotação constante e plena carga, GANESAN (1995).

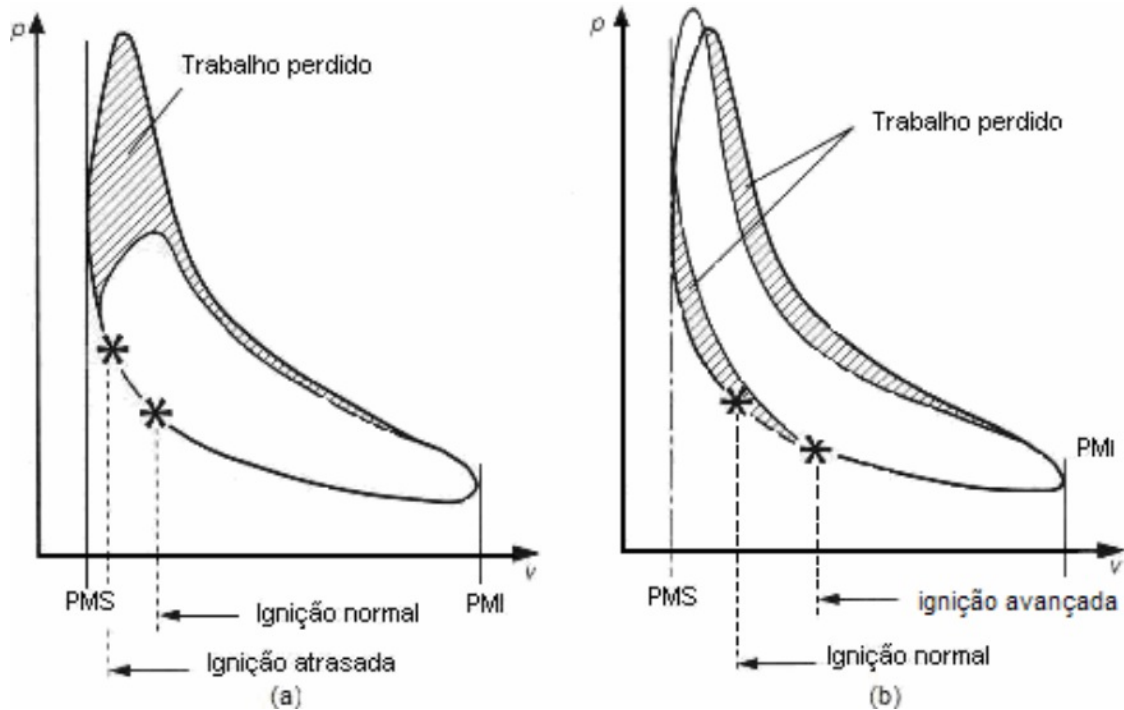


Figura 2.16 - Efeito do avanço de ignição no diagrama PV, GIACOSA (2004).

2.2.6.3 Anomalias da Combustão

Em um motor de combustão interna com ignição por centelha, a combustão anormal acontece quando a frente de chama é iniciada por outro mecanismo que a centelha elétrica produzida pela vela.

2.2.6.3.1 Auto-ignição e Detonação

No processo de combustão normal, a mistura é ignitada pela centelha e uma frente de chama bem definida é formada. Esta frente de chama separa a porção de mistura queimada da não queimada e viaja dos eletrodos da vela até a outra extremidade da câmara de combustão. O calor liberado pela combustão aumenta a pressão e a temperatura da mistura queimada, que expande comprimindo a mistura fresca, que terá sua pressão e temperatura elevadas. Este processo continua à medida que a frente de chama se desloca consumindo a mistura fresca à sua frente, cuja temperatura e pressão continuarão a crescer. Caso a temperatura da mistura não queimada iguale ou supere o valor da temperatura de auto-ignição por um tempo igual ou superior ao tempo necessário para ocorrência das pré-reações de ignição, ignição espontânea da mistura acontecerá, LENZ (1992); GANESAN (1995); BAETA (2006).

A ignição espontânea da mistura não queimada, a auto-ignição, pode ocasionar um fenômeno anormal da combustão chamado de detonação. A detonação decorre da colisão entre duas frentes de chama, uma gerada pela centelha elétrica e outra pela auto-ignição do combustível. Esta colisão causa uma rápida liberação de energia na forma de uma onda de choque supersônica que provoca picos e oscilações incomuns da pressão no interior do cilindro, que podem ser vistos na Figura 2.17.

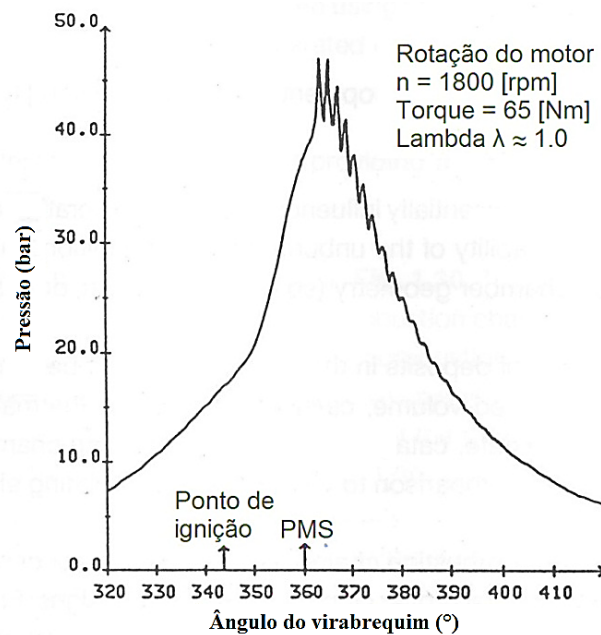


Figura 2.17 - Pressão do cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação, LENZ (1992).

Enquanto as velocidades de um processo normal de combustão variam entre 10 e 25 m/s, as velocidades características da detonação são de uma ordem de grandeza 10 vezes maiores. Devido às altas cargas mecânicas e térmicas sobre os componentes do motor resultantes da detonação, severos danos ao mesmo podem ocorrer.

A ocorrência da detonação é influenciada pelas condições de operação do motor, suas características geométricas, pelo tipo combustível e pela relação estequiométrica da mistura. O avanço de ignição e a razão volumétrica de compressão são parâmetros muito importantes, pois as temperaturas e pressões no final da compressão estão intimamente ligadas a eles. Um aumento da razão volumétrica de compressão ou do avanço de ignição resultará em um aumento das pressões e temperaturas no final da compressão e conseqüentemente em uma

redução do tempo necessário para a autoignição, favorecendo, portanto, a ocorrência da detonação. Já uma redução da razão volumétrica de compressão ou do avanço de ignição provoca um aumento do volume disponível para ocorrência da combustão que resulta em menores pressões e temperaturas e conseqüente na extensão do tempo de autoignição, evitando assim a ocorrência da detonação. Entretanto ter-se-á uma menor razão de expansão que culminará em redução do trabalho útil do ciclo e da eficiência térmica do motor.

Fatores que promovam o aumento da velocidade de propagação da chama reduzirão a tendência de ocorrência da detonação. O aumento da velocidade de chama diminui o tempo necessário para o processo de combustão e conseqüentemente o tempo disponível para ocorrência das reações que levam a autoignição da mistura não queimada. Como mencionado anteriormente, a velocidade de propagação da chama aumenta com o índice de turbulência que por sua vez depende da geometria da câmara de combustão. Assim, o tempo de propagação da chama pode ser reduzido a partir do projeto de uma câmara de combustão que promova tanto o aumento do nível de turbulência dentro desta, como também da redução do comprimento do caminho a ser percorrido pela frente de chama até a última porção de mistura não queimada. Segundo GANESAN (1995), a fim de que distância a ser percorrida pela frente de chama seja reduzida, a vela deve ser instalada no centro da câmara de combustão.

Uma vez que o tempo de autoignição depende da temperatura, a redução da transferência de calor para a mistura ar/combustível contribui para o aumento da resistência a detonação. A refrigeração pode ocorrer no conduto de admissão, pelo emprego de trocadores de calor (“*intercooler*”), bem como no interior do cilindro através do calor latente de vaporização do combustível. Conclui-se que o coeficiente de transferência de calor do material utilizado na confecção do cabeçote, válvulas e pistão terá uma significativa influência na temperatura de funcionamento do motor e conseqüentemente na sua resistência a ocorrência do fenômeno da detonação.

As propriedades do combustível bem como a composição da mistura também são fatores críticos. O número de octanas de um combustível representa sua capacidade de resistir à autoignição. Combustíveis de alta octanagem são desejáveis por permitirem o emprego de maiores taxas de compressão e avanços de ignição. A composição da mistura, por sua vez, influenciará tanto na velocidade de propagação da chama quanto no tempo de autoignição,

sendo o último fator preponderante sobre o primeiro. A máxima tendência de detonação ocorre para uma mistura estequiométrica onde o tempo de autoignição é mínimo.

2.2.6.3.2 Pré- ignição e pós-ignição

A pré-ignição ocorre quando a mistura é incendiada pela exposição a pontos de elevada temperatura na câmara de combustão. Estes focos de ignição podem ocorrer em componentes do motor sujeitos as maiores cargas térmicas e de difícil refrigeração, tais como a vela de ignição e a válvula de exaustão. É mais provável de acontecer em componentes dotados de uma alta razão superfície/volume. Pré-ignição é o nome dado a esta combustão anormal, caso ela ocorra antes da centelha, e pós-ignição caso ela ocorra depois.

A formação de depósitos na câmara de combustão, elevadas taxas de compressão, altas velocidades de operação e a composição da mistura são fatores que podem causar a pré-ignição ou a pós-ignição. Elevadas taxas de compressão contribuem para a ocorrência da pré-ignição devido ao aumento da temperatura e pressão na câmara de combustão. Elevadas velocidades de operação e/ou grandes cargas provocam um aumento da temperatura de operação do motor, isto é, das paredes do cilindro e conseqüentemente favorecem a ocorrência da pré-ignição. Segundo LENZ (1992) uma composição da mistura de λ 0,9 representa a condição mais favorável para ocorrência da pré-ignição. Segundo BAETA (2006) misturas pobres podem diminuir a eficiência da combustão em virtude de uma baixa velocidade de propagação da frente de chama. Em decorrência da baixa velocidade de propagação da chama, parte da combustão ocorrerá relativamente tarde, provocando um aumento da temperatura média dos gases de descarga que resultará em uma grande rejeição térmica através dos componentes do motor, elevando assim sua temperatura e favorecendo, portanto, a pré-ignição.

A pré-ignição representa na prática um aumento indesejado do avanço de ignição, que poderá provocar a detonação, a qual aumenta a rejeição de calor e intensifica a pré-ignição, gerando dessa forma um ciclo nocivo que poderá ocasionar a perda do controle da ignição do motor e severos danos ao mesmo.

2.2.6.4 Dissociação

A dissociação não é uma anomalia do processo de combustão, mas um fenômeno indesejado presente no mesmo. A dissociação consiste na quebra de moléculas de gases poliatômicos em moléculas mais simples quando estes são submetidos a elevadas temperaturas. Quando a dissociação está presente a eficiência da combustão é reduzida, uma vez que seu processo consome energia. Dessa forma a temperatura média do fluido de trabalho é reduzida sempre que o fenômeno da dissociação está presente, LENS (1992).

2.2.7 Combustíveis

Os combustíveis são responsáveis em fornecer ao motor a energia química, que através do processo de combustão é convertida em energia mecânica. Assim, as características dos combustíveis tem uma significativa influência nos parâmetros de projeto, eficiência, índices de desempenho, confiabilidade e durabilidade do motor. Além disso, suas propriedades físicas e químicas são importantes nos níveis de emissões de poluentes causadas pelos produtos da combustão. Por estas razões os combustíveis têm sido objeto de estudo desde a invenção dos motores de combustão interna.

A gasolina e o óleo diesel, ambos derivados do petróleo, são os combustíveis mais comuns em veículos automotivos. O etanol obtido através do processamento de vegetais ricos em açúcar, o biodiesel, o gás natural e o hidrogênio são os principais combustíveis alternativos aos derivados do petróleo. Cada um possui suas próprias características que fazem deles a melhor alternativa dependendo da situação.

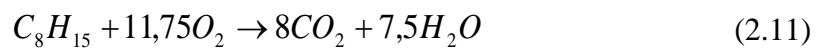
A seguir são apresentadas as principais características da gasolina, uma vez que o E25 será o combustível a ser utilizado nesse trabalho.

2.2.7.1 Gasolina

O principal combustível para motores de ignição por centelha é a gasolina, uma mistura de vários hidrocarbonetos extraídos do petróleo. O petróleo é constituído quase inteiramente de carbono e hidrogênio com alguns traços de outros componentes químicos, variando de 83% a 87% de carbono e de 11% a 14% de hidrogênio em conteúdo mássico. O carbono e o hidrogênio se combinam de diversas formas e formam muitos tipos de hidrocarbonetos diferentes, BAETA (2006).

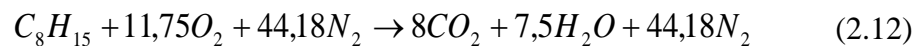
Representando a gasolina por um único hidrocarboneto, com a mesma composição média da mesma, a estrutura molecular deste componente é representada por C_8H_{15} , cujo peso molecular é igual a 111 kg/kmol. A gasolina também pode ser representada pelo hidrocarboneto iso-octano C_8H_{18} uma vez que suas características estruturais e termodinâmicas são muito próximas das da gasolina. No entanto, algumas características químicas do iso-octano são diferentes, como por exemplo, o número de octanos, que na gasolina é cerca de 90 e do iso-octano é 100, e a relação ar/combustível, que para a gasolina é cerca de 14,6:1 e para o iso-octano é 15,1:1. Uma vez que a melhor aproximação em termos de número de octanos e relação ar/combustível para a gasolina é conseguida com o C_8H_{15} , opta-se utilizar este hidrocarboneto para representar a gasolina, PULKRABEK (1995).

A combustão completa da gasolina considerando-a como um componente único fornece:



Considerando que o ar se comporta como um gás ideal, a fração molar dos seus componentes é igual à fração volumétrica dos mesmos. Dessa forma, é possível calcular o número de moles dos outros gases presentes no ar atmosférico para cada mol de oxigênio presente na Equação 2.9. Para fins de simplificação do cálculo da equação de equilíbrio, a fração do ar que não é oxigênio é considerada como sendo nitrogênio. Sendo o ar atmosférico constituído por 20,95% de oxigênio em volume, conclui-se que para cada mol de oxigênio ter-se-á 3,76 moles de nitrogênio.

Uma nova equação para a combustão da gasolina é obtida através da adição do nitrogênio, contido no ar atmosférico, obtendo-se a seguinte equação:



Considerando que a massa molecular do ar, M_{ar} , é 29 kg/kmol, e a da gasolina, M_{gas} , é 111 kg/kmol, tem-se:

$$A / F_{gas} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{gas} \cdot M_{gas}} = \frac{(55,93)(29)}{(1)(111)} \approx 14,6 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_{gas} \quad (2.13)$$

Onde:

A/F_{gas} : razão mássica ar/gasolina estequiométrica;

m_a : massa de ar admitida por ciclo do motor [kg];

m_c : massa de combustível admitida no cilindro em um ciclo [kg];

N_{ar} : número de moles de ar admitido no cilindro em um ciclo;

M_{ar} : massa molar do ar [kg/kmol];

N_{gas} : número de moles de gasolina admitida no cilindro em um ciclo;

M_{gas} : massa molar da gasolina [kg/kmol];

A partir de primeiro de maio de 2013 ficou estabelecido pela portaria um percentual obrigatório de etanol anidro combustível de vinte e cinco por cento (25%) em volume na gasolina comercializada no Brasil. Considerando que a densidade do etanol anidro e da gasolina pura são respectivamente de 780 kg/m^3 e 750 kg/m^3 , obtém-se uma fração mássica de 25,7% de etanol na gasolina. A razão ar/combustível desta gasolina, denominada de E25, pode ser obtida através de uma média ponderada entre a razão ar/combustível da gasolina pura e do etanol anidro:

$$A/F_{E25} = (0,742 \cdot A/F_{gas}) + (0,257 \cdot A/F_{et}) \approx 13,14 \text{ kg}_{ar}/\text{kg}_{E25} \quad (2.14)$$

2.2.8 Motores flexíveis

Os motores flexíveis são aqueles capazes de funcionar com misturas de dois combustíveis em diferentes proporções e os motores multicombustíveis são aqueles capazes de operar com mais de um combustível, podendo ser flexíveis ou não. A necessidade de redução na utilização dos combustíveis de fontes não renováveis e a expansão do emprego de biocombustíveis tem sido a razão da tendência mundial em empregar e desenvolver a tecnologia de motores multicombustíveis e flexíveis.

Um grande número de vantagens ambientais e econômicas é atribuído à utilização dos biocombustíveis, sendo as principais o elevado preço do barril de petróleo, instabilidade do mercado internacional e a necessidade de amenizar os impactos ambientais oriundos das emissões veiculares.

No início da década de 1960, os países produtores de petróleo criaram a OPEP, Organização dos Países Exportadores de Petróleo, composta pelo Irã, Iraque, Kuwait, Arábia Saudita e Venezuela, que assumiu o controle do mercado internacional. Em 1973, a Arábia Saudita

promoveu o embargo do petróleo e o valor do barril do petróleo quadruplicou. Em 1979, eclodiu a revolução iraniana e novamente o preço do barril subiu rapidamente. Nessa época, o álcool etílico foi introduzido no mercado brasileiro através do PROALCOOL - Programa Nacional do Álcool. Inicialmente adicionado à gasolina para depois ser vendido puro, permitindo assim a comercialização de veículos movidos exclusivamente a álcool etílico. O mercado brasileiro, em consequência de incentivos do governo, absorveu o combustível e em pouco menos de uma década aproximadamente 95% da produção nacional de veículos de passeio era movida com álcool etílico. Porém, devido à crise que gerou o desabastecimento da frota, houve uma reversão nessa tendência e já no final da década de 1990, a participação de mercado desses veículos não ultrapassava 1% do total. Com isso a produção de álcool etílico no Brasil só tendia a diminuir restando somente a demanda para a adição na gasolina e para a manutenção de uma frota a álcool decrescente, ÚNICA (2005). Em 1993 o governo brasileiro aprovou uma lei que outorgava a adição de 20 a 25% de álcool etílico na gasolina comercializada em todo território nacional, o PROALCOOL e as políticas de intervenção no preço do referido combustível foram suprimidos sendo substituídos por incentivos conferidos à iniciativa privada. Em maio de 2003 a Volkswagen lançou o primeiro veículo flexível no mercado brasileiro, tendência que foi rapidamente seguida pelas outras grandes montadoras. A capacidade do veículo de operar tanto com o álcool etílico quanto com a gasolina ou uma mistura em qualquer proporção dos dois combustíveis, conferiu ao veículo dotado de motor flexível a confiabilidade mercadológica inexistente nos veículos movidos exclusivamente a álcool etílico. Tal fato, associado às constantes elevações do preço do barril de petróleo no mercado internacional e a disponibilidade do álcool etílico em toda rede de abastecimento no território nacional promoveram um rápido crescimento dos veículos flexíveis no mercado brasileiro. Desde o seu lançamento já foram comercializados 20,1 milhões de veículos flexíveis e até setembro de 2014, a participação destes veículos no mercado brasileiro de veículos leves foi de 88,0 %, ANFAVEA (2014). Os gráficos das Figuras 2.18 e 2.19 mostram a evolução da participação dos veículos flexíveis no mercado interno.

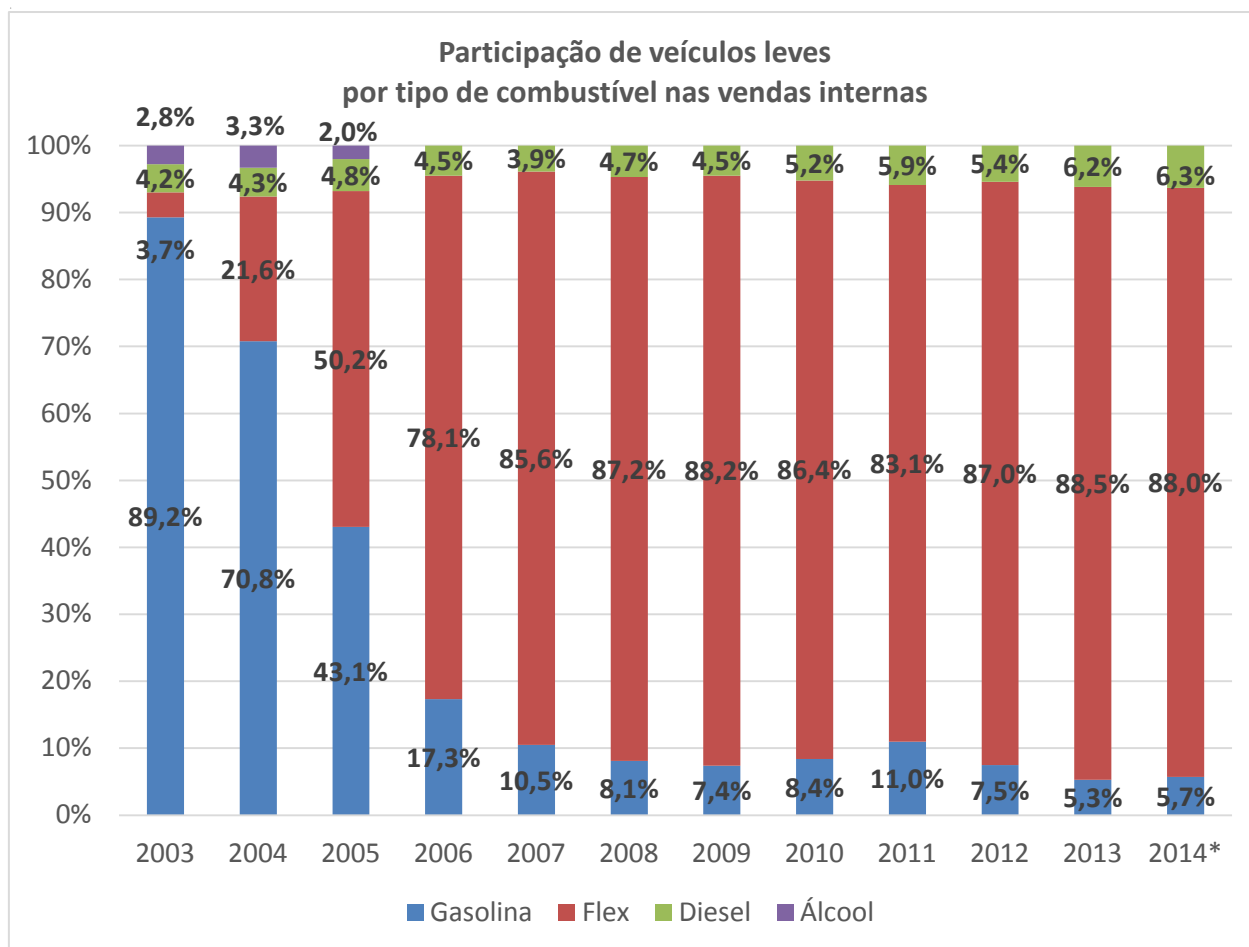


Figura 2.18 – Participação de veículos leves por tipo de combustível nas vendas internas, ANFEVEA (2014).

O sucesso comercial dos motores flexíveis no Brasil, associado à necessidade e conveniência de substituição dos combustíveis fósseis por combustíveis de fontes renováveis que proporcionem reduções nos índices de emissões, têm promovido uma globalização do interesse em desenvolver e implementar a tecnologia dos motores flexíveis. Atualmente os veículos flexíveis estão disponíveis em pelo menos 18 países na Europa: Áustria, Bélgica, República Checa, Dinamarca, Estônia, Finlândia, França, Alemanha, Hungria, Irlanda, Holanda, Polônia, Espanha, Noruega, Suíça, Suécia e no Reino Unido, sendo comercializados também no Canadá, Colômbia, Paraguai e Tailândia.

*Até dezembro de 2014

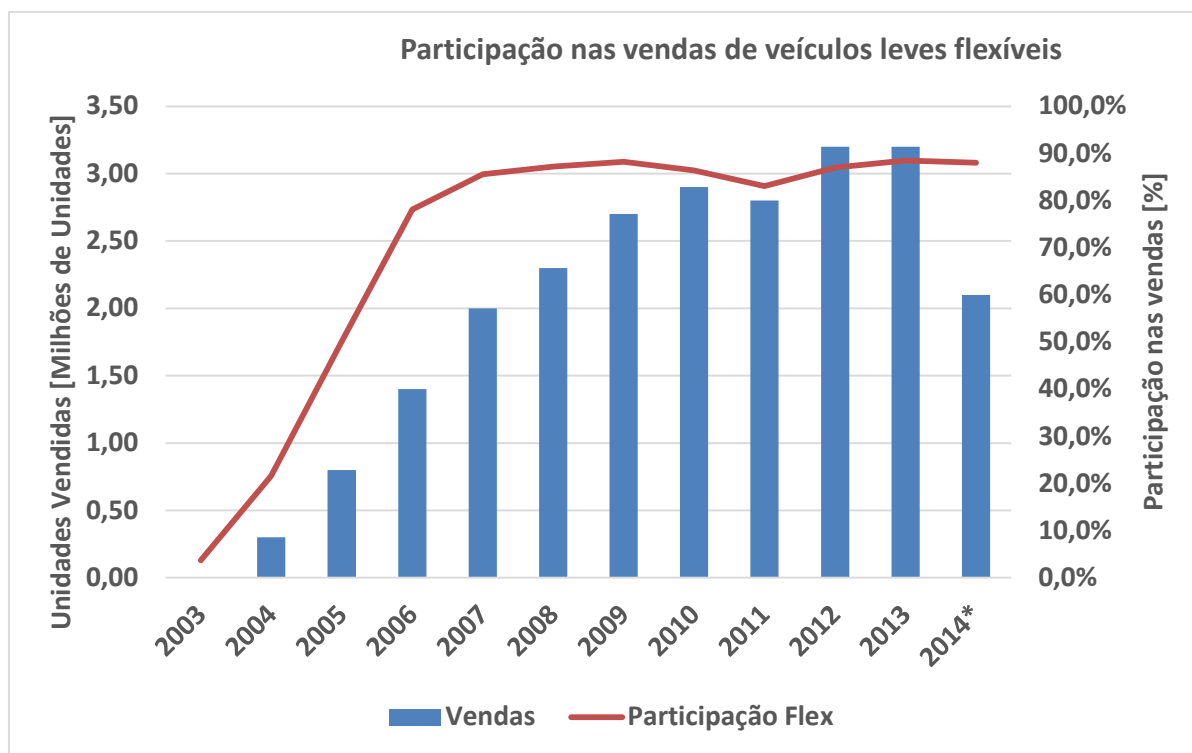


Figura 2.19 – Participação de veículos flexíveis em percentual e em milhões de unidades no mercado interno, ANFEVEA (2014).

KROH (2008) relata que a Suécia pretende tornar-se independente do mercado internacional de petróleo em 2020 e que para atingir estas metas o governo tem implementado políticas de incentivos fiscais para redução tanto do preço do etanol E85 quanto dos veículos flexíveis.

SCHMITZ (2007) e ECHOS (2008) atestam que o governo Francês tem promovido uma agressiva política de isenção fiscal, oferecendo para o consumidor uma redução de impostos de 0 a 50% na compra de um veículo flexível novo. Já para as montadoras tem sido oferecido uma isenção de impostos de 2 anos para veículos flexíveis. A fim de vencer um dos principais obstáculos à implementação da tecnologia flexível no país, o governo desenvolveu metas anuais para a implantação de novos postos de abastecimento para o etanol E85.

WRIGHT (2007) relata que a Irlanda é o terceiro maior mercado de veículos flexíveis na Europa, estando atrás apenas da Suécia e da França. O etanol irlandês (E85) é produzido a

* Até setembro de 2014

partir do soro do leite. Segundo PAOLUCCI (1991) 80% do volume do leite é destinado à fabricação de queijos e se transforma em soro e por se tratar de um subproduto de baixo valor econômico, o soro era simplesmente lançado nos cursos d'água sem nenhum tratamento prévio. O descarte do soro diretamente no solo altera sua estrutura físico-química diminuindo sua fertilidade. Tais fatos associados a crescente demanda mundial por energia têm gerado um crescente incentivo para a produção de etanol a partir do soro de leite. O governo irlandês estabeleceu diversos incentivos fiscais para a expansão do mercado de veículos flexíveis, incluindo um abono de 50% no imposto de registro do veículo, que chega a representar uma redução de até um terço no preço do mesmo, valor que gira em torno de €6,500 na maior parte dos casos.

ROTHKOPF (2007) relata que não existe nenhum incentivo direto para compra ou manufatura de veículos flexíveis na Alemanha. No entanto os biocombustíveis são completamente isentos de impostos, enquanto que os derivados do petróleo sofrem uma taxa de €0.65 por litro.

2.3 ESTADO DA ARTE

2.3.1 Motores com sistema de ignição por lança chamas

Em 1918, Sir. Harry R. Ricardo desenvolveu e patenteou o primeiro motor com sistema de ignição por lança chamas, mostrado na Figura 2.20, TURKISH (1975). A partir do primeiro protótipo, desenvolvido por Ricardo em 1918, muitos outros modelos foram concebidos. Em 1926, SUMMERS propôs a utilização de dois carburadores e balancim auxiliar para controle de uma terceira válvula responsável em controlar a entrada de mistura na pré-câmara. Em 1963, GUSSAK patenteou o LAG (ativação da combustão por avalanche), obtendo significantes melhorias em relação aos seus predecessores.

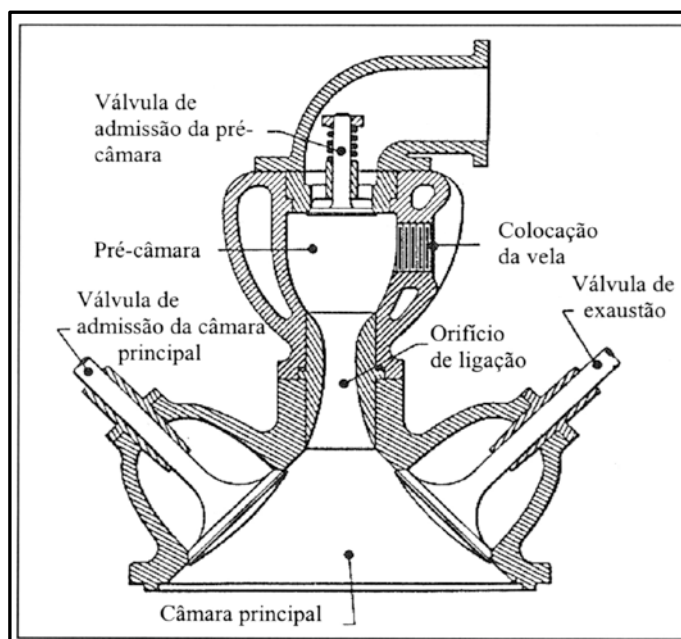


Figura 2.20 - Sistema de ignição por lanças chamas de Sir. Harry R. Ricardo, TURKISH (1975).

Segundo BAPTISTA (2007), na década de 1970, a Honda desenvolveu o sistema CVCC (*Compound Vortex Controlled Combustion*), que foi utilizado durante muitos anos em seus veículos, apresentado baixo consumo de combustível e reduzidos índices de emissões de gases poluentes. O sistema de ignição por lanças chamas da Honda foi implementado em motores de outras montadoras, proporcionando resultados apresentados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Resultados obtidos com o sistema CVCC da Honda, DATE (1974).

Modelo	Cilindrada [cm ³]	CO [g/mi]	HC [g/mi]	NO _x [g/mi]	Consumo [mi/gal]
Honda Civic Original	1488	2,42	0,24	1,38	25,5
Honda Civic CVCC	1488	1,88	0,19	0,77	-
Civic CVCC após 80.000km rodados	1488	2,57	0,26	0,98	-
GM Vega Original	2295	10,60	2,13	3,80	17,2
GM Vega CVCC	2295	2,62	0,26	1,16	18,9
Chevrolet Impala Original	5736	19,33	1,56	2,42	10,5
Chevrolet Impala CVCC	5736	2,88	0,27	1,72	10,5
Níveis Máximos pela Legislação de 1975	-	2,1	1,06	1,2	-

A Figura 2.21 mostra um corte esquemático do motor CVCC da Honda e a Figura 2.22 uma fotografia real deste motor em corte.

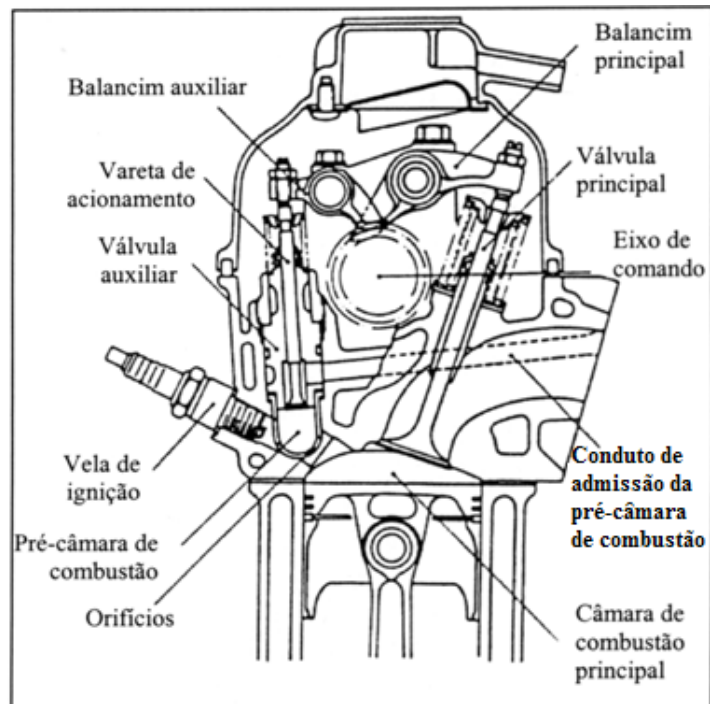


Figura 2.21 - Corte esquemático do motor CVCC da Honda, TURKISH (1975).

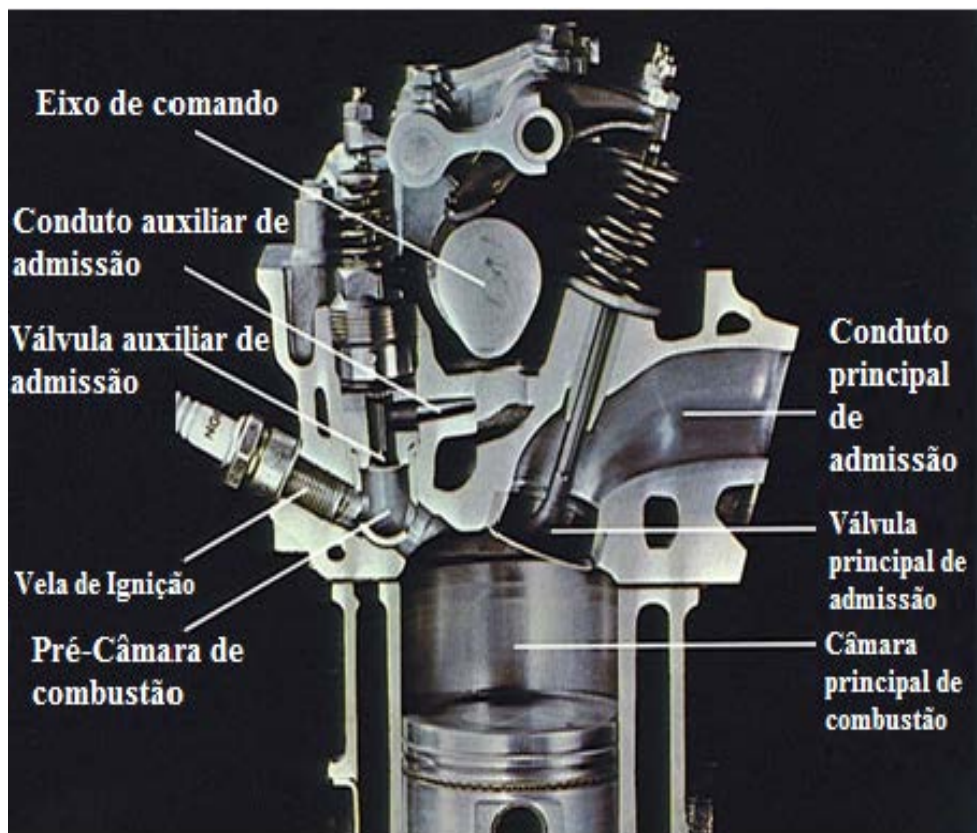


Figura 2.22 – Corte real do motor CVCC, MOREIRA (2009).

TURKISH (1975) conseguiu estender o limite de operação superior da razão ar/combustível de 19:1, característicos dos motores de injeção indireta da época, para 27:1 através do emprego do sistema de ignição por lança chamas.

FUJII (1985) construiu um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada utilizando um carburador auxiliar semelhante ao da Honda, Figura 2.23. Enquanto uma mistura pobre é fornecida à câmara principal através do coletor de admissão (2), uma mistura rica é fornecida a pré-câmara através do carburador auxiliar (1). O controle da mistura na entrada na pré-câmara é realizado por uma válvula (3), semelhante à válvula de admissão.

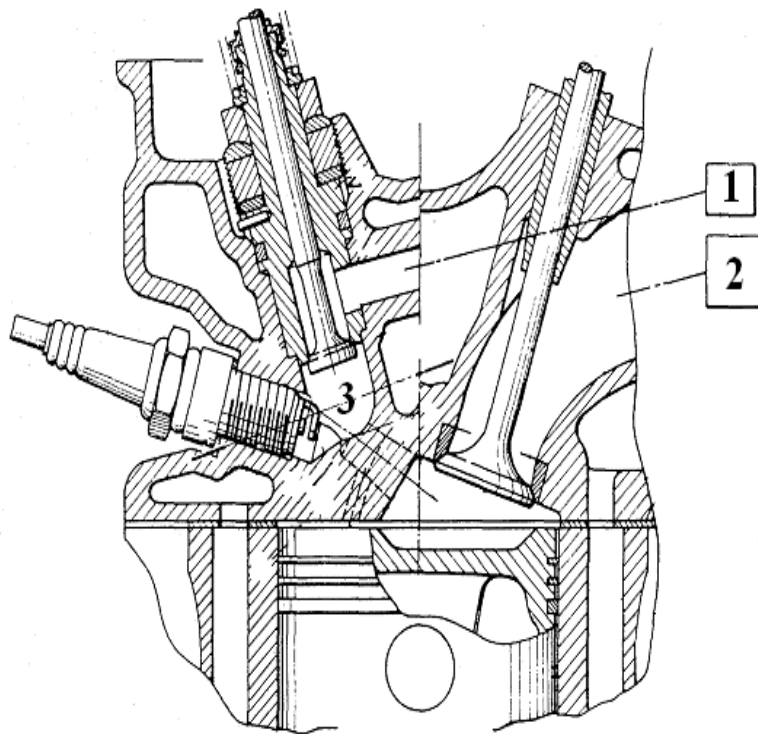


Figura 2.23 - Desenho esquemático da invenção de Isao Fujii, FUJII (1985).

WYCAZALEK (1975) propôs a utilização da injeção eletrônica direta de combustível na pré-câmara. Neste sistema, a mistura na pré-câmara é formada a partir da mistura pobre proveniente da câmara principal e enriquecida pela injeção adicional de combustível. A principal vantagem desse sistema era a redução do número de componentes mecânicos, a saber: carburador auxiliar, balancim, cames e válvulas auxiliares. A eliminação de sistemas mecânicos que eram utilizados para realizar a estratificação da carga reduziu o custo e a

complexidade dos serviços de manutenção, aumentou sua confiabilidade e lhe conferiu um melhor controle da formação da mistura na pré-câmara.

Mais tarde em 1996, um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada, semelhante ao proposto por WYCAZALEK foi desenvolvido pela PORSCHE. Neste protótipo a pré-câmara é dotada de uma vela de ignição e por um sistema de injeção eletrônica direta de combustível, como pode ser visto na Figura 2.24, GARRETT (1996).

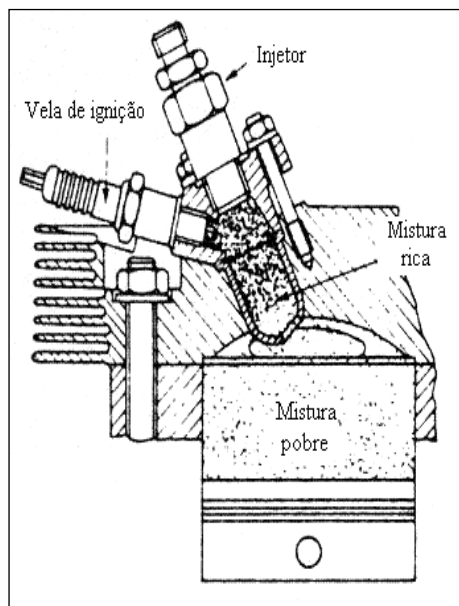


Figura 2.24 – Sistema com ignição por lança chamas desenvolvido pela PORSCHE, GARRETT (1996).

MAVINAHALLY (1994) atesta que a utilização de um sistema de ignição por lança chamas de carga homogênea promove ganhos na eficiência térmica do motor. Neste sistema a alimentação de mistura da pré-câmara é realizada através da câmara principal, via orifícios de interconexão, durante o tempo de compressão. Após o centelhamento da vela, na pré-câmara, jatos de chama com alta energia e área superficial se deslocam em direção à câmara principal queimando mais efetivamente a mistura lá existente. A melhora do processo de combustão decorrente da redução do tempo necessário para sua ocorrência promove ganhos de desempenho e eficiência térmica decorrentes do aumento da razão volumétrica de compressão, HEYWOOD (1988). Este sistema é denominado célula de tocha ou *torch cell*. A Figura 2.25 mostra o modelo de um protótipo desenvolvido pela Toyota em 1976 e a Figura

2.26 apresenta um comparativo entre os rendimentos térmicos com utilização dos dois tipos de sistemas de ignição.

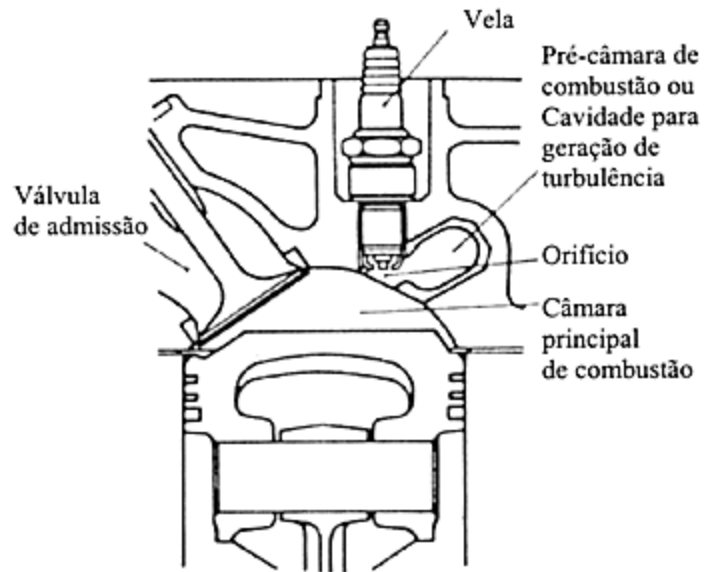


Figura 2.25 – Célula Geradora de Turbulência, HEYWOOD (1988).

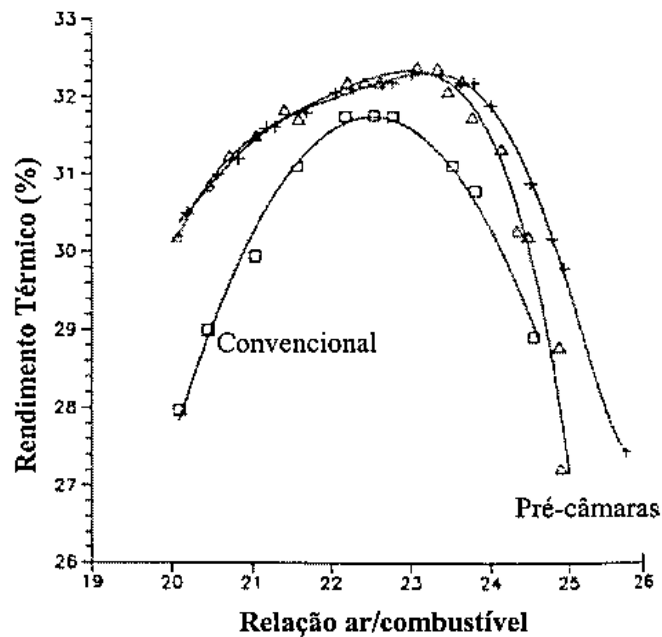


Figura 2.26 – Aumento de rendimento térmico através do uso de um sistema de geração de turbulência, MAVINAHALLY (1994).

DALE, J.D. *et al* (1978) realizam uma comparação entre o desempenho de motores mono cilíndricos equipados com os sistema de ignição por lança chamas e com o sistema

convencional de ignição. Os autores constataram que o sistema de ignição por lança chamas proporciona ao motor a capacidade de operar com misturas com razão ar gasolina de até 25:1. Segundo estes autores foi observado um aumento das emissões de NO_x para o motor dotado do sistema de ignição por lança chamas.

KONISHI (1979) obteve uma redução de até 22% nos índices de NO_x , apenas pela utilização da célula geradora de turbulência, Figura 2.27. Esta redução dos índices de NO_x é decorrente da redução dos gradientes de temperatura na câmara principal decorrente dos maiores índices de turbulência provocados ali pelos gases em combustão oriundos da câmara principal.

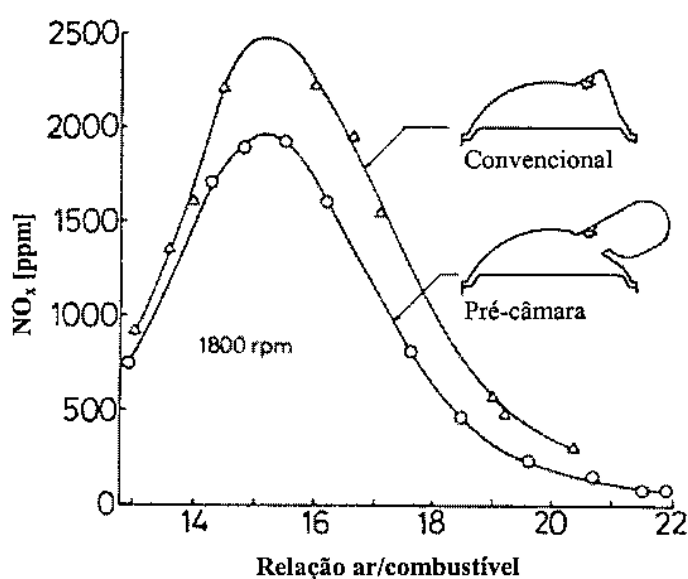


Figura 2.27 – Emissões de NO_x , com o sistema de geração de turbulência, KONISHI (1979).

Apesar das vantagens obtidas por este sistema, este apresenta um problema crônico: a “lavagem” da pré-câmara de combustão. Segundo LATSCH (1984) e HEYWOOD (1988) este pode ser amenizado através da utilização de um sistema auxiliar de alimentação de combustível na pré-câmara.

Trabalhos com o sistema de ignição por lança chamas desenvolvidos na Universidade Federal de Minas Gerais por SÁ (2001), GOMES (2004) e BAPTISTA (2007) demonstraram que as características construtivas do sistema de ignição por lança chamas têm uma influência preponderante sobre os índices de desempenho atingidos. Estes trabalhos determinaram pontos potenciais e outros que devem ser melhorados.

SÁ (2001) desenvolveu um sistema de ignição por lança chamas para um motor monocilíndrico com gerenciamento eletrônico de injeção de combustível. Este autor realizou testes comparativos em um banco dinamométrico entre o motor com o sistema convencional de ignição por centelha e o motor com o sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea. O protótipo desenvolvido por SÁ (2001) apresentou superaquecimento da pré-câmara, um problema característico de sistemas desprovidos de sistemas de refrigeração e de alimentação auxiliar de combustível para a pré-câmara. A Figura 2.28 mostra o superaquecimento da pré-câmara no trabalho de SÁ (2001).



Figura 2.28 Aquecimento excessivo da pré-câmara desprovida de sistema de refrigeração, SÁ (2001).

A necessidade de um sistema de arrefecimento eficiente para a pré-câmara foi uma das principais conclusões do trabalho realizado por SÁ (2001).

GOMES (2004) projetou três pré-câmaras com geometrias diferentes e implementou um sistema de ignição por lança chamas em um motor de quatro cilindros previamente modificado para funcionar com um cilindro apenas e equipado com uma central eletrônica de desenvolvimento. BAPTISTA (2007) visando obter economia de combustível e redução das emissões poluentes, adaptou um sistema de ignição por lança chamas de carga homogênea em um motor do ciclo otto de quatro cilindros. Os sistemas implementados por GOMES (2004) e BAPTISTA (2007) apresentaram queda nos parâmetros de desempenho em relação ao sistema de ignição original. Segundo estes autores essa perda de desempenho foi consequência de

uma varredura deficiente dos gases remanescentes da combustão na pré-câmara. Assim, testes realizados por GOMES (2004) e BAPTISTA (2007) mostraram a necessidade do desenvolvimento de uma pré-câmara capaz de proporcionar uma melhor varredura dos gases

Visando corrigir os problemas encontrados nos trabalhos já realizados na UFMG, MOREIRA (2009) desenvolveu uma metodologia para o projeto de um sistema de ignição por lança chamas e a partir desta, utilizando o motor FIAT 1.6 16V HIGH TORQUE, construiu um prototipo de motor dotado de sistema de ignição por lança chamas. Testes com o motor em marcha lenta e carga homogênea foram realizados com sucesso. Contudo, testes para outras condições de funcionamento não foram realizados.

Destaca-se que a metodologia de projeto proposta por MOREIRA (2009) abrangeu a análise de vários parâmetros construtivos e dos principais sistemas auxiliares, a saber:

- Geometria e volume da pré-câmara;
- Posição da vela de ignição na pré-câmara;
- Diâmetro e configuração dos orifícios de interconexão;
- Sistema de arrefecimento da pré-câmara;
- Sistema de alimentação de combustível da pré-câmara;
- Sistema de injeção de ar na pré-câmara;

KITO *et al* (2001) propoem um sistema de ignição por lança chamas que utiliza uma chama de hidrogênio para controlar o processo de combustão em motore de combustão interna operando com mistura pobre. Estes autores utilizam uma pré-câmara de combustão cujo volume é da ordem de um por cento (1%) do volume da câmara de combustão principal.

BASHIDA *et al* (2011) propõem o projeto de um motor de ignição por tocha dotado de duas ou três velas de ignição. Na configuração 1, uma vela é instalada na pré-câmara e outra na câmara principal, conforme pode ser visto na Figura 2.29. Segundo estes autores a vela de ignição localizada na câmara principal (14) é ignitada antes da vela instalada na pré-câmara (13) e sua função é controlar a intensidade da tocha de gases em combustão oriundos da pré-câmara, pois segundo estes autores, a intensidade da tocha é função da diferença entre as pressões na câmara principal e na pré-câmara. Quanto maior for a razão entre as pressões na câmara principal e na pré-câmara, menor será a intensidade da tocha produzida pela combustão na pré-câmara e vice versa. A razão entre essas pressões é controlada através da

variação da defasagem entre os momentos de ignição das velas da câmara principal (14) e da pré-câmara (13). Quanto maior for a defasagem, isto é, quanto maior for o tempo decorrido entre o centelhamento das duas velas, maior será a razão entre as pressões na câmara principal e na pré-câmara e conseqüentemente menor será a intensidade da tocha produzida à partir da pré-câmara. Por outro lado, quanto menor for a defasagem entre os tempos de centelhamento das referidas velas, menor será a razão entre as pressões, e maior será a intensidade da tocha.

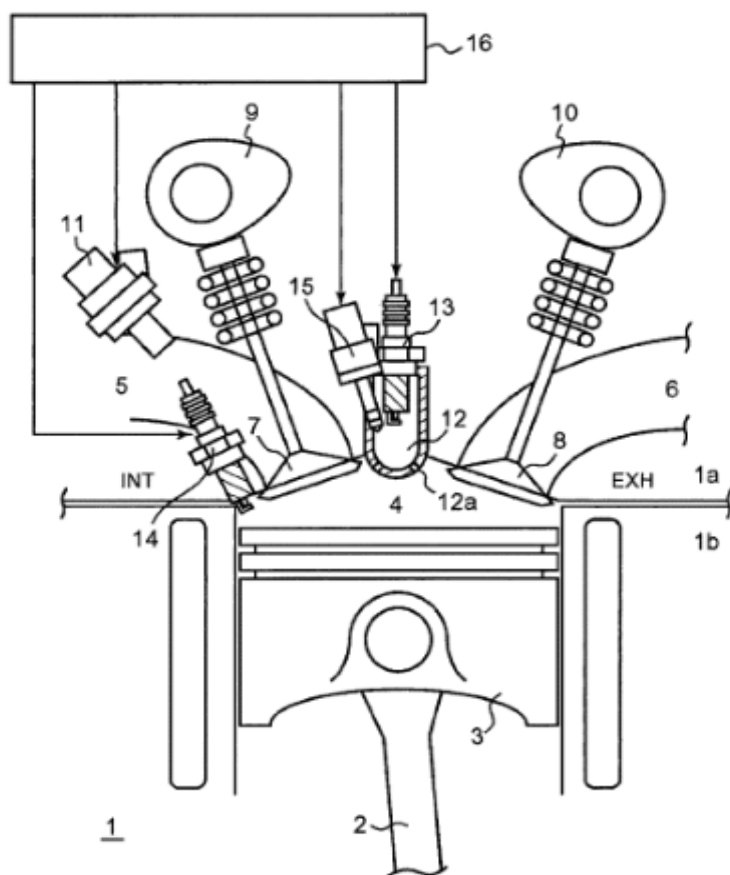


Figura 2.29 – Desenho esquemático do motor de ignição por tocha dotado de vela na câmara principal, ASHIDA *et al* (2011).

De acordo com ASHIDA *et al* (2011), à medida que a carga e a velocidade do motor aumentam a UCE aumenta a defasagem entre os tempos de ignição, reduzindo assim a intensidade da tocha oriunda da pré-câmara. Nestas condições, a mistura ar/combustível contida na câmara principal é eficientemente ignitada pela vela nela localizada (14), uma vez que o fator lambda para esta condição de operação na câmara principal é próximo de 1.

Em condições de operação de carga parcial, uma mistura pobre é fornecida para a câmara principal e a defasagem entre os momentos de ignição é reduzida, podendo ainda ser suprimido o centelhamento da vela localizada na câmara principal. Nestas condições, obter-se-á uma tocha de alta intensidade que proporcionará a potência de ignição e os níveis de turbulência necessários à combustão da mistura pobre contida na câmara principal.

Em condições de operação de carga parcial, a UCE comanda os injetores de combustível do motor de tal forma que seja obtido uma mistura estequiométrica na câmara principal e uma mistura pobre na pré-câmara. À medida que a carga e a velocidade do motor aumentam, a UCE enriquece gradativamente a mistura da câmara principal e aumenta a defasagem da ignição. Para condições de plena carga, tanto o fornecimento de combustível, quanto o centelhamento da vela da pré-câmara podem ser suprimidos.

BORETTI (2010) realiza uma comparação entre o consumo de combustível de um veículo ora equipado com um motor diesel sobrealimentado e de elevada eficiência térmica ora equipado com um motor de injeção direta dotado de sistema de ignição por lança chamas. Este autor atesta que o sistema de ignição por lança chamas proporcionou redução de consumo de combustível e emissão de dióxido de carbono próximos a 10%.

ASHIDA *et al* (2011) propõem que os orifícios de interconexão direcionados à região da vela de ignição da câmara principal, 12 a', tenham um diâmetro menor que os demais (12 a) conforme a Figura 2.30. Os autores ainda apresentam duas outras configurações. Na segunda, conforme pode ser visto na Figura 2.31 ocorre à inversão da posição da pré-câmara com a vela da câmara principal, em relação à primeira configuração. Na terceira configuração, mostrada na Figura 2.31, uma segunda vela de ignição é adicionada na câmara principal.

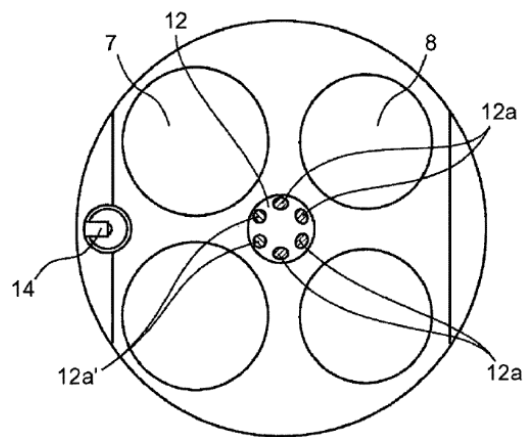


Figura 2.30 – Configuração dos orifícios da pré-câmara, ASHIDA et al (2011).

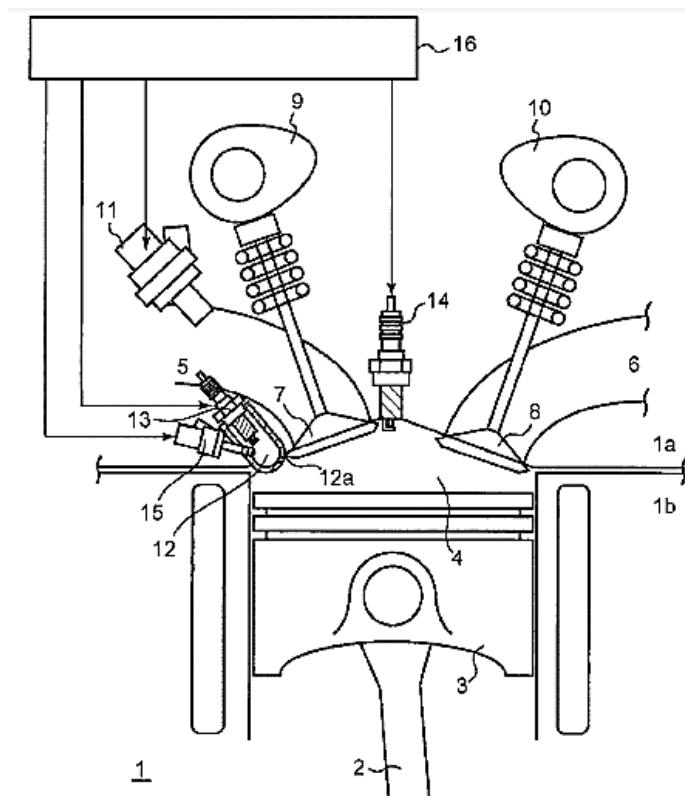


Figura 2.31 – Segunda configuração proposta por ASHIDA *et al* (2011).

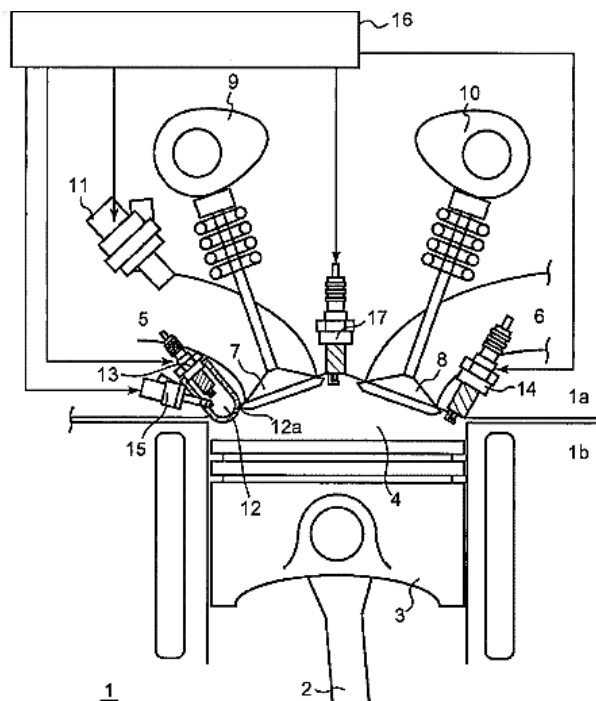


Figura 2.32 – Terceira configuração proposta por ASHIDA *et al* (2011).

Na segunda configuração, uma posição central da vela de ignição, proporciona uma propagação mais uniforme da frente de chama, aumentando assim a eficiência da combustão, quando o motor opera em cargas mais elevadas e a ignição da mistura é feita essencialmente pela centelha da vela da câmara principal. Portanto essa configuração favorece a eficiência do motor para regimes com carga e velocidade elevadas, ASHIDA *et al* (2011).

Na terceira configuração, a distância entre a pré-câmara e a vela adicional da câmara principal 14, é maximizada, a fim de estender o percurso da frente de entre os referidos componentes. Esta configuração estende a faixa dos valores da razão entre as pressões na câmara principal e pré-câmara, aumentando a habilidade do sistema em controlar a intensidade da tocha ASHIDA *et al* (2011).

Destaca-se que nenhum resultado experimental é apresentado por ASHIDA *et al* 2011.

Atualmente a empresa MAHLE Powertrain está desenvolvendo um novo conceito de um sistema de combustão denominado *Turbulent Jet Ignition* (TJI). Como pode ser visto na Figura 2.33 este sistema é composto por uma pré-câmara de combustão (1), orifícios de interconexão (2), um eletroinjecedor de injeção direta (3) e uma vela de ignição (4). Neste sistema o processo de combustão tem início na pré-câmara onde uma mistura ligeiramente

rica é ignitada pela centelha elétrica produzida pela vela de ignição. Com o aumento da pressão decorrente do desenvolvimento do processo de combustão na pré-câmara jatos de gases em combustão são forçados a escoar através dos orifícios de interconexão em direção a câmara principal onde uma mistura pobre esta sendo formada. Devido à reduzida dimensão dos múltiplos orifícios de interconexão os jatos de gases em combustão oriundos da pré-câmara são extintos, porém jatos de combustível parcialmente oxidados dotados de alta energia cinética são lançados em múltiplas direções na câmara principal. Estes produtos de combustão incompleta reagem com o combustível presente na câmara principal em vários pontos distintos. Reações químicas e transferência de calor entre os produtos da combustão oriundos da pré-câmara e a mistura ar/combustível presente na câmara principal promovem o início da combustão na câmara principal em múltiplos pontos. Segundo a MAHLE (2012) este sistema foi capaz de promover uma redução de até 30% no consumo específico de combustível para cargas parciais em relação ao motor original que serviu de base para a construção do protótipo de motor dotado deste sistema de ignição. A Mahle atesta ter reduzido a emissão de NO_x para níveis próximos de zero e ter alcançado eficiência térmica máxima próxima de 45%.

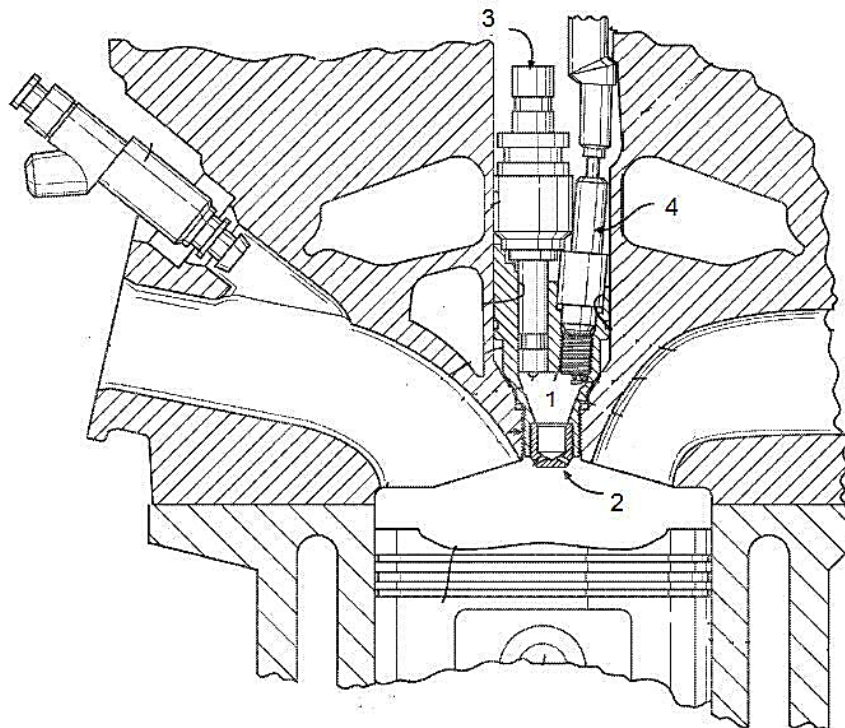


Figura 2.33 - Sistema de ignição TJI desenvolvido pela Mahle, MAHLE (2012).

2.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica mostrou que o sistema de ignição por lança chamas constituiu uma das principais vertentes da pesquisa de MCI na década de 1970, quando surgiram leis progressivamente mais severas para regulação dos níveis de emissões veiculares. Os resultados obtidos nas pesquisas realizadas mostraram que o sistema de ignição por lança chamas possui um grande potencial para promover a redução dos índices de consumo de combustível e emissões de poluentes. A revisão bibliográfica mostrou também que a eficiência do sistema de ignição por lança chamas é fortemente dependente de eficientes sistemas de refrigeração, alimentação de combustível e da lavagem dos gases remanescentes da pré-câmara de combustão.

SÁ (2001), GOMES (2004), BAPTISTA (2007) e MOREIRA (2009) desenvolveram, na UFMG, trabalhos a respeito do sistema de ignição por lança chamas de carga homogênea. É importante destacar que nenhum destes trabalhos avaliou o desempenho do sistema de ignição por lança chamas operando com mistura pobre ou carga estratificada. ASHIDA (2011) propôs uma patente sobre o sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada dotado de mais de uma vela de ignição, mas não apresentou nenhum resultado e análise sobre o desempenho do mesmo. MALHE (2012) desenvolveu um sistema de ignição denominado de *turbulent jet ignition* (TJI). Expressivos ganhos de desempenho quanto a consumo específico de combustível, eficiência térmica e emissões foram alcançados. Contudo, pelo fato deste sistema possuir orifícios de interconexão calibrados para extinguir a chama proveniente da pré-câmara, este sistema não pode ser classificado como um sistema de ignição por lança chamas. Destaca-se ainda que o protótipo da MALHE operou com carga homogênea e mistura pobre. Assim o sistema de ignição por lança chamas proposto neste trabalho difere-se dos demais por possuir um sistema de injeção direta de combustível na pré-câmara, possibilitando dessa forma a estratificação da mistura e o estudo do seu desempenho operando com mistura pobre e carga estratificada.

Baseado na revisão bibliográfica, o sistema de ignição por lança chamas desenvolvido neste trabalho propõe a substituição do complexo sistema mecânico de alimentação da pré-câmara por um moderno sistema de injeção eletrônica direta de combustível, juntamente com a inserção da pré-câmara na galeria de refrigeração do cabeçote. Acredita-se que este conjunto de importantes soluções tecnológicas pode representar a solução aos problemas enfrentados

no passado. Assim o sistema de ignição por lanças-chamas pode tornar-se uma promissora via para redução do consumo de combustível e índices de emissões de poluentes dos motores de combustão interna.

CAPÍTULO 3

Metodologia

3.1 INTRODUÇÃO

Apresenta-se neste capítulo a metodologia de projeto do protótipo de motor dotado de ignição por lança chamas e carga estratificada. São descritos os critérios utilizados para escolha do motor utilizado para obtenção do protótipo, a influência dos principais parâmetros geométricos da pré-câmara sobre o desempenho do protótipo e os procedimentos de fabricação do novo cabeçote. Também são apresentados o sistema de medição de gases utilizado, Horiba OBS 2200, e o sistema de medição da pressão no cilindro, AVL *Indimodul*. As grandezas medidas e os sensores utilizados nestas medições também são apresentados. Por fim descreve-se a metodologia de calibração e ajuste do controle eletrônico do protótipo, baseada na análise dos parâmetros de combustão e desempenho do mesmo.

3.2 METODOLOGIA DE PROJETO DO PROTÓTIPO

3.2.1 Escolha do Motor

A escolha do motor foi realizada a partir de algumas diretrizes estipuladas. Por razões de custo, disponibilidade imediata para compra, entrega do motor e facilidade de aquisição de peças de reposição, determinou-se que o motor a ser escolhido deveria ser comercializado no Brasil. O motor também deveria ser moderno, flexível, de deslocamento volumétrico inferior a 1600 cm³ e ser de aplicação automotiva. Outra característica importante procurada para a escolha do motor é a de reduzido consumo de combustível, de forma a implementar o sistema proposto em um motor já econômico. A fim de se minimizar as alterações geométricas no projeto do novo cabeçote em relação ao cabeçote original, devido à inserção da pré-câmara, estipulou-se que o motor deveria possuir duplo comando de válvulas no cabeçote.

Uma pesquisa foi realizada e gerou-se uma tabela contendo uma lista dos motores disponíveis no mercado nacional, de onde foi extraído o motor a ser utilizado neste trabalho. Dos motores pesquisados, listados na Tabela 3.1, apenas dois atendiam a todos os critérios estipulados, o motor Ford Sigma 1.6 16V e o motor Kia Kappa 1.0 12V. Os preços cotados para a compra dos motores Ford Sigma 1.6 16V e Kia Kappa 1.0 12V foram aproximadamente de R\$ 16.000,00 e R\$ 45.000,00, respectivamente. Por razões de custo benefício, optou-se pelo motor da Ford. A Tabela 3.2 apresenta as características técnicas do motor Ford Sigma 1.6 16V.

3.2.2 Características geométricas da pré-câmara

Segundo DATE (1974), ADAMS (1978), WOLFF (1997), SÁ (2001), GOMES (2004), BAPTISTA (2007) e MOREIRA (2009) os principais parâmetros geométricos da pré-câmara que definem a eficiência do sistema de ignição por lança-chama são:

- Geometria;
- Volume;
- Número, configuração e diâmetro dos orifícios de interconexão;
- Posição da vela de ignição.

Com base nos resultados experimentais obtidos por WOLFF (1997) optou-se por uma geometria que mais se aproximasse da cilíndrica, pois esta proporciona uma maior energia aos jatos de ignição provenientes da pré-câmara, aumentando desta forma o índice de turbulência na câmara principal que proporciona um aumento da velocidade da combustão.

Fundamentando-se no nos excelentes resultados obtidos pelo motor Honda CVCC optou-se por uma relação entre os volumes da câmara principal e da pré-câmara de 7,3%. Esta fração volumétrica corresponde a um volume de 2,912 cm³ para o volume da pré-câmara a ser utilizada no motor Ford Sigma 1.6 16V.

Tabela 3.1 Motores de combustão interna automotivos disponíveis no mercado nacional.

MOTORES 1.0 Litros					
FIAT	FORD	VW	GM	RENAULT	KIA
1.0 8V – Fire	1.0 8V	1.0 8V - EA 111 Flex	1.0 8V – VHC-E	1.0 16V – Hi Flex	1.0 12V CVVT
1.0 8V	RoCam Flex	1.0 12V - EA211 Flex	1.0 8V- SPE/4	1.0 16V – Hi Power	
Fire Evo Flex					
MOTORES 1.2 Litros					
FIAT	FORD	VW	GM	RENAULT	KIA
Não possui	Não possui	Não possui	Não possui	Não possui	Não possui
MOTORES 1.3 Litros					
FIAT	FORD	VW	GM	RENAULT	KIA
Não possui	Não possui	Não possui	Não possui	Não possui	Não possui
MOTORES 1.4 Litros					
FIAT	FORD	VW	GM	RENAULT	KIA
1.4 8V - Fire Flex	Não possui	1.4 16V- TSI	1.4 8V - Econoflex	Não possui	Não possui
1.4 16V					
Multiair Flex					
1.4 8V- EVO Flex			1.4 8V- SPE/4 Flex		
1.4 Turbo T-JET					
MOTORES 1.5 Litros					
FIAT	FORD	VW	GM	RENAULT	KIA
Não possui	1.5 Sigma	Não possui	Não possui	Não possui	Não possui
MOTORES 1.6 Litros					
FIAT	FORD	VW	GM	RENAULT	KIA
1.6 16V	1.6 8V – Rocan	1.6 8V – Flex	1.6 16V	1.6 8V	1.6 16V
E.torQ Flex		1.6 16V	Ecotec Flex	1.6 16V	
		Sigma TiVCT	EA-211 MSI Flex		

Tabela 3.2 – Características do motor Ford Sigma 1.6 16V.

Cilindrada	1596 cm ³
Número de cilindros:	04 em linha
Número de válvulas por cilindro	4
Eixo de comando de válvulas	Dois no cabeçote (DOHC)
Peso	76 kg
Material bloco, cabeçote, pistões e cárter	Alumínio
Diâmetro x curso:	79 x 81,4 mm
Taxa de compressão:	11: 1
Potencia máxima (ABNT) / regime:	Gasolina: 110 cv / 6250 RPM Álcool: 115 cv / 5500 RPM
Torque máximo (ABNT) / regime:	Gasolina: 15,8 kgfm / 4250 RPM Álcool: 16,2 kgfm / 4250 RPM
Consumo cidade *	Gasolina: 8,4 km/l Álcool 7,0 km/l
Consumo estrada *	Gasolina: 10,2 km/l Álcool 12,2 km/l
Emissões CO *	Gasolina: 0,36 g/km Álcool: 0,57 g/km
Emissões CO ₂ *	Gasolina: 196 g/km Álcool: 189 g/km
Emissões NO _x *	Gasolina: 0,029 g/km Álcool: 0,037 g/km
Rotação marcha lenta	750 RPM
Rotação máxima	6.450 RPM
Ângulo de inclinação das válvulas	42 °
Alimentação – Combustível	Flexível - Gasolina/ Etanol
Tipo de ignição:	BOSCH, eletrônica digital.
Alimentação - Injeção Eletrônica	BOSCH, multiponto, sequencial.
Folga das válvulas de funcionamento a frio: Aspiração: 0,17 a 0,23 mm Descarga: 0,31 a 0,37 mm	Tuchos Mecânicos

* quando equipando o veículo Ford Fiesta 2012.

Os orifícios de interconexão entre a pré-câmara e a câmara principal precisam ter um diâmetro mínimo, para que a chama não se apague ao passar pelo interior do mesmo. O diâmetro mínimo calculado através da metodologia proposta por ADAMS (1978) para o referido motor a uma rotação de 6000 rpm é de 3,20 mm. Diversas configurações quanto à disposição e número dos orifícios de interconexão podem ser utilizadas. Para casos de mais de um orifício de interconexão, o diâmetro dos furos equivalentes, função da área da seção transversal e do perímetro molhado, deve ser calculado. Esse cálculo foi realizado segundo a metodologia proposta por WELTY (1976). A partir dos resultados obtidos por ADAMS (1978) e WELTY (1976) adotou-se para este trabalho uma configuração de interconexão dotada de 1 furo central de 6 mm.

A posição da vela de ignição foi determinada em função das limitações geométricas impostas pelo cabeçote, geometria da pré-câmara e espaço demandado para instalação do eletroinjeter na pré-câmara. Desta forma a vela de ignição foi instalada no plano superior da pré-câmara ao lado do eletroinjeter.

Por razões construtivas a pré-câmara é obtida pela junção de dois componentes, corpo principal e dispositivo de interconexão que são encaixados e soldados após a fabricação. A Figura 3.1-a e b mostra respectivamente um modelo tridimensional do corpo principal (1) da pré-câmara e uma vista em corte do mesmo. Nestas figuras também pode-se identificar os furos onde o eletroinjeter (2) e a vela de ignição (4) são instalados. Os dois furos de menor diâmetro (3) localizados na superfície superior da pré-câmara são utilizados para fixação dos eletroinjeteres. A Figura 3.2 apresenta as cotas do corpo principal da pré-câmara. De maneira análoga, a Figura 3.3-a e b mostram, respectivamente, um modelo tridimensional do dispositivo de interconexão (3) e uma vista em corte do mesmo, sendo suas cotas apresentadas na Figura 3.4. Nesta figura é possível visualizar a pré-câmara de combustão (1) e o orifício de interconexão (2).

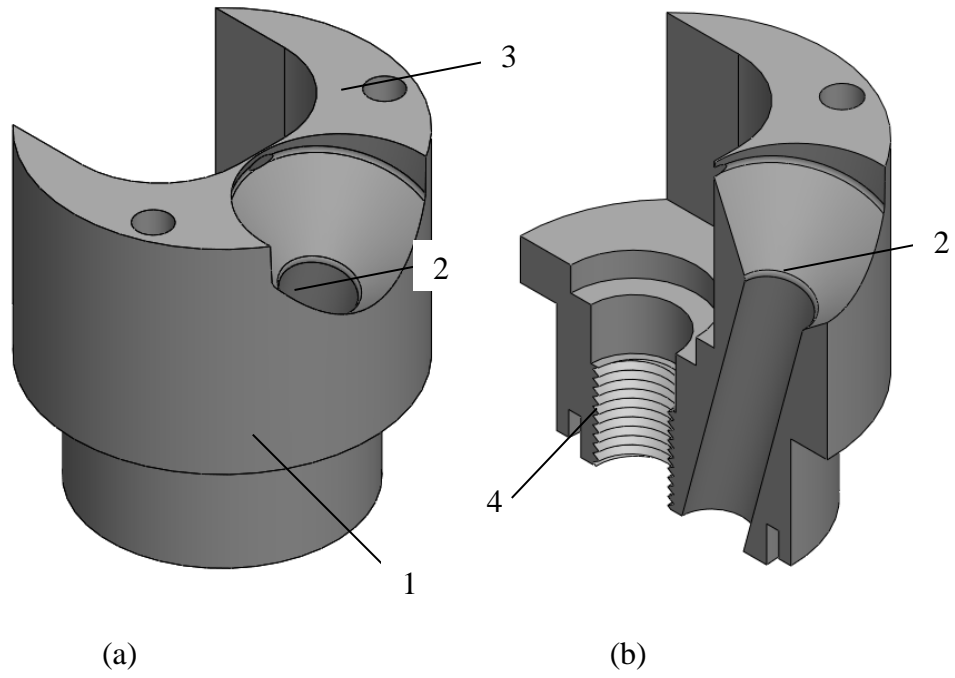


Figura 3.1 - a) Modelo tridimensional do corpo principal da pré-câmara b) vista em corte do corpo principal da pré-câmara.

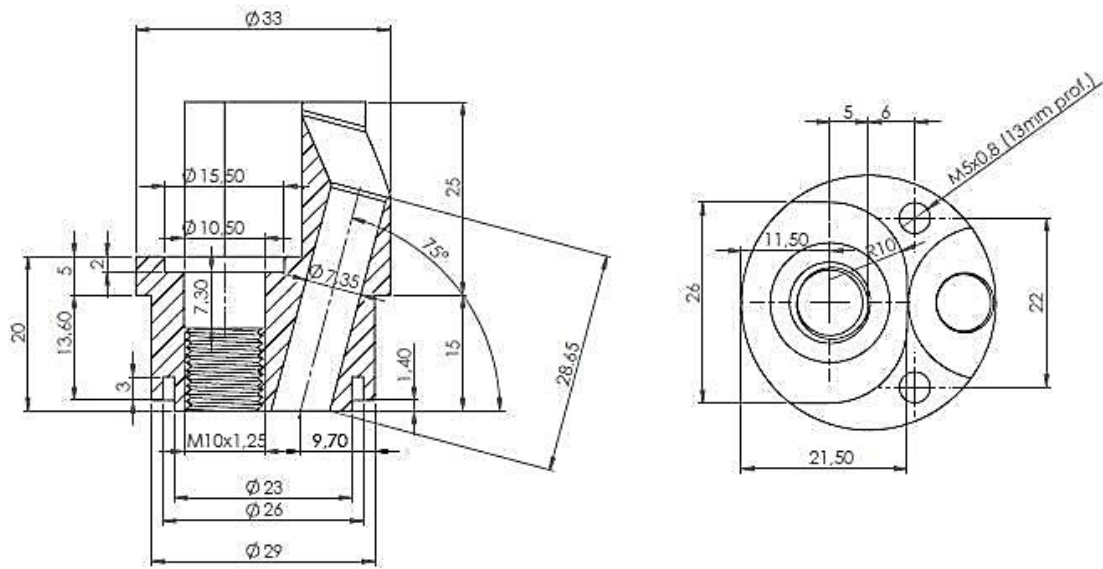


Figura 3.2 - Cotas do corpo principal da pré-câmara.

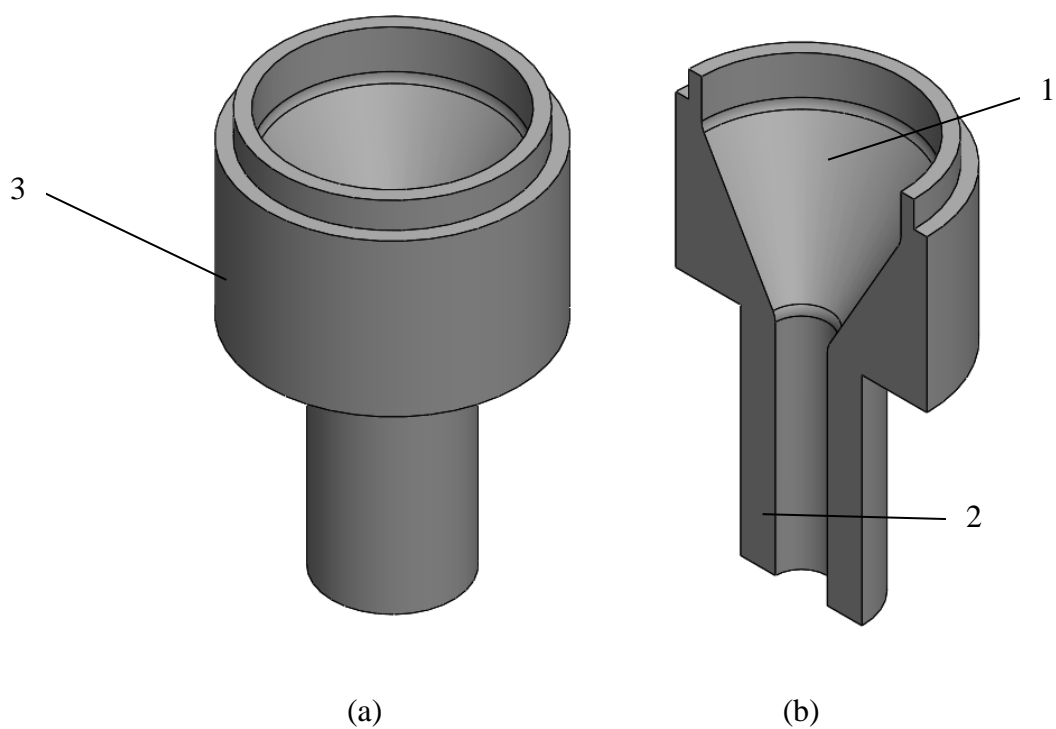


Figura 3.3 - a) Modelo tridimensional do dispositivo de interconexão da pré-câmara b) vista em corte do dispositivo de interconexão da pré-câmara.

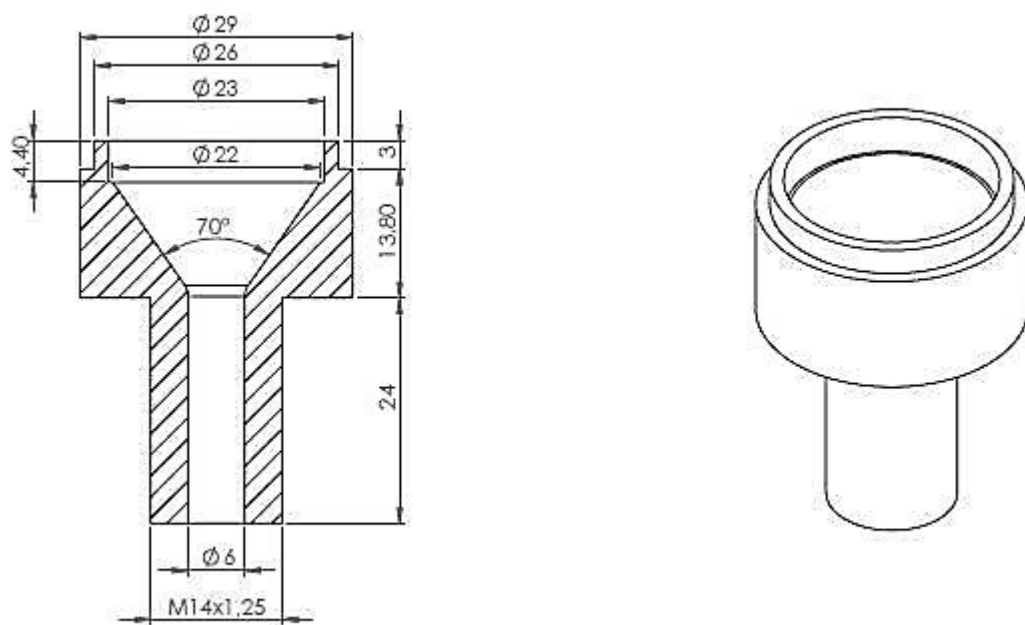


Figura 3.4 - Cotas do corpo principal da pré-câmara.

Como mencionado, a pré-câmara em sua configuração final é obtida pela união por soldagem entre o corpo principal da pré-câmara e o dispositivo de interconexão. A Figura 3.5-a mostra um modelo tridimensional da pré-câmara de combustão em sua configuração final obtida pela montagem do corpo principal e do dispositivo de interconexão. A Figura 3.5-b mostra uma vista em corte da pré-câmara em sua configuração final, onde pode-se identificar o corpo principal da pré-câmara (6) e o dispositivo de interconexão (5), os furos para instalação do eletroinjetor (1) e da vela de ignição (2), a pré-câmara de combustão (3) e o orifício de interconexão (4).

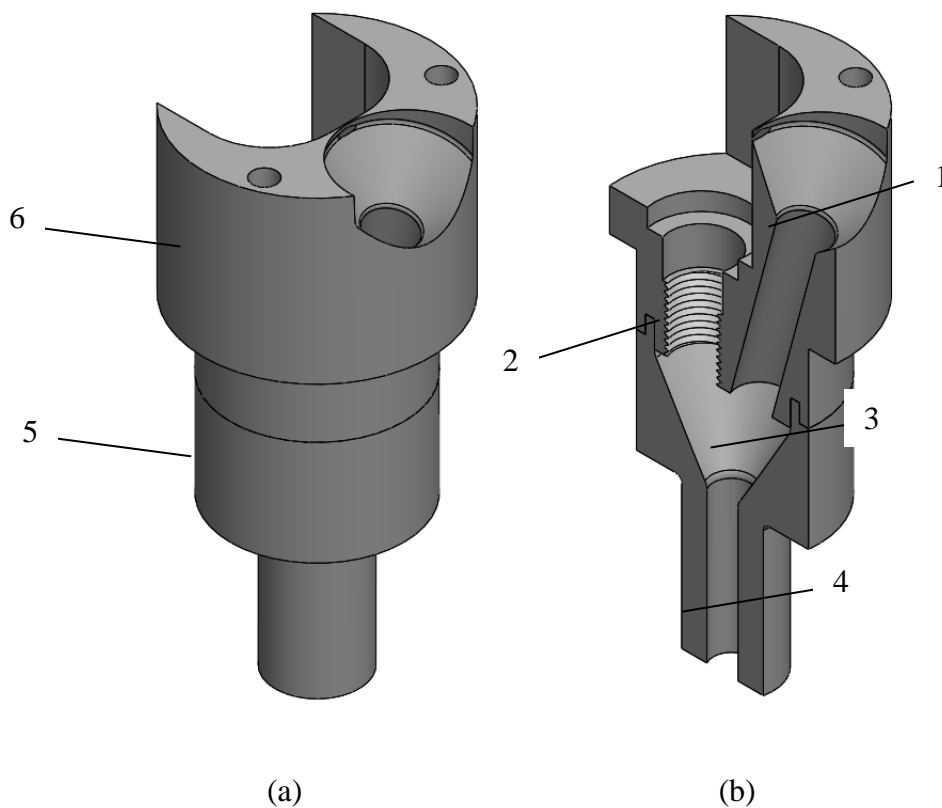


Figura 3.5 - a) Modelo tridimensional da pré-câmara b) vista em corte da pré-câmara.

3.2.3 Vela de Ignição

A vela de ignição a ser utilizada na pré-câmara necessita possuir uma elevada capacidade de dissipação térmica e pequenas dimensões. Por possuir diâmetro reduzido e um alto grau térmico 8, correspondendo a uma vela fria numa escala que vai de 1 a 13, a vela escolhida foi a NGK CR8EH-9S. Esta vela é resistiva e, por isso, garante melhor imunidade a interferências eletromagnéticas aos dispositivos utilizados no experimento. Possui eletrodo central de cobre,

distância entre os eletrodos de 0,9 mm; medida do hexágono de 16 mm e comprimento de rosca de 19 mm.

3.2.4 Eletroinjeter da pré-câmara

Considerando um volume de $2,912 \text{ cm}^3$ da pré-câmara, uma pressão e temperatura do ar da pré-câmara de 800 kPa e 540 K, a formação de uma mistura de λ 1,30 na câmara principal e a utilização de gasolina E25, determinou-se que a massa de combustível a ser injetada na pré-câmara por ciclo para formação de uma mistura estequiométrica é de aproximadamente 0,26 mg por ciclo. Em função da vazão mássica demandada pela pré-câmara a *Magneti Marelli* fabricou e calibrou um eletroinjeter para este trabalho. Este eletroinjeter foi denominado pela *Magneti Marelli* de *High Pressure GDI IHP 209*, modelo AE 812, que pode ser visto na Figura 3.6.



Figura 3.6 - Eletroinjeter *Magneti Marelli High Pressure GDI IHP 209 - AE 812*.

A seguir são apresentados os dados de desempenho do eletroinjeter obtidos de sua folha de especificação técnica, fornecida pelo fabricante. As Figuras 3.7 e 3.8 mostram as curvas de vazão do eletroinjeter *Magneti Marelli High Pressure GDI IHP 209* modelo AE 812 para um intervalo de 0 a 5 ms e de 0 a 1 ms, respectivamente. A partir das informações contidas nestas figuras e considerando que durante o tempo de compressão a pré-câmara é alimentada com uma mistura com fator λ de 1,30, calculou-se o fator λ teórico da mistura formada na pré-câmara de aproximadamente 0,80 para um tempo de injeção na mesma de 0,5 ms e uma pressão de combustível de 3 MPa. Destaca-se que o escoamento de combustível da pré-

câmara para a câmara principal, devido a elevada energia de pressão e cinética do jato de combustível do eletroinjeter, contribuirá para a formação de uma mistura mais próxima da estequiométrica na pré-câmara e com a estratificação da carga na câmara principal.

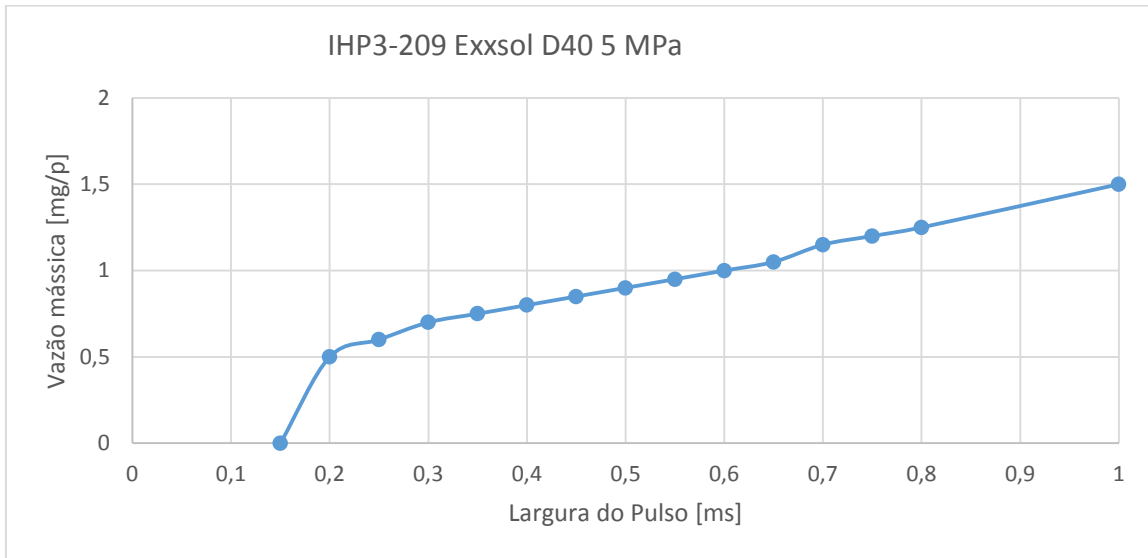


Figura 3.7 - Curva de vazão do Eletroinjeter *Magneti Marelli High Pressure GDI IHP 209* - AE 812.

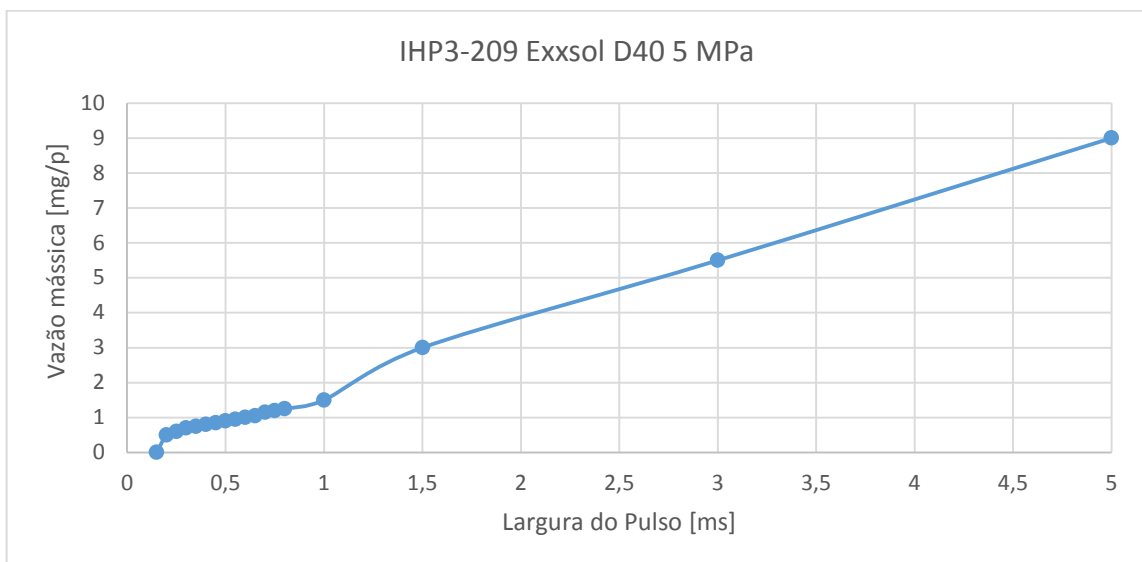


Figura 3.8 - Curva de vazão do Eletroinjeter *Magneti Marelli High Pressure GDI IHP 209* - AE 812.

Apresenta-se na Figura 3.9 a curva de tensão e de corrente requeridas para acionamento do referido eletroinjeter.

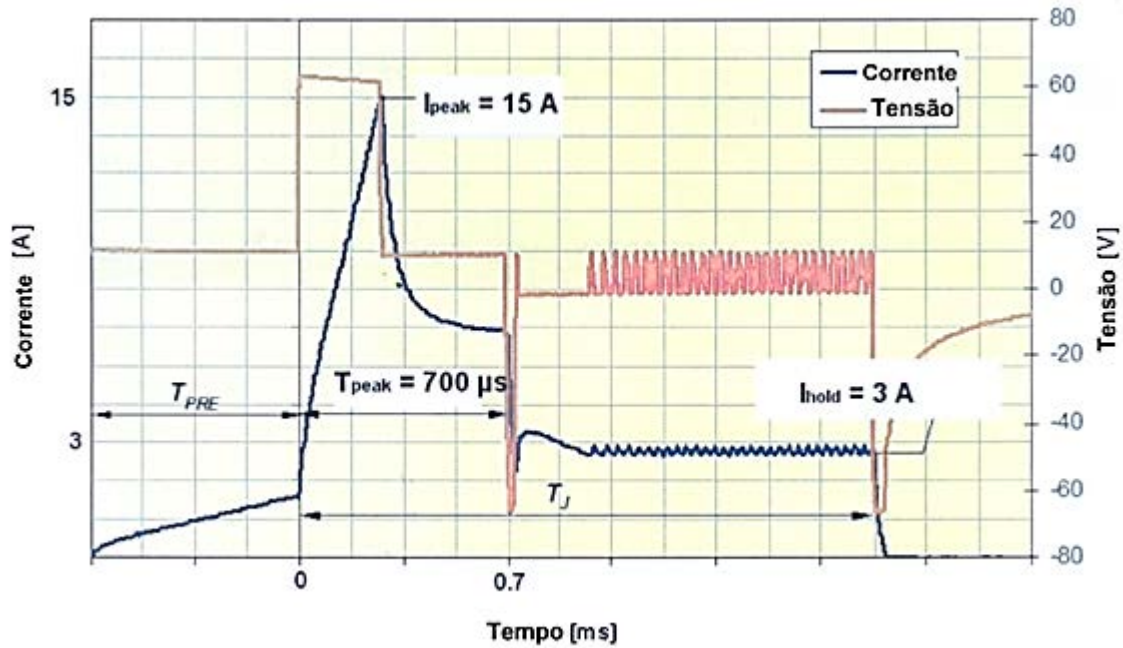


Figura 3.9 - Curva de tensão e corrente para acionamento do Eletroinjeter Magneti Marelli *High Pressure GDI IHP 209 - AE 812*.

A Tabela 3.3 resume algumas das principais características do eletroinjeter Marelli *High Pressure GDI IHP 209 - AE 812*.

Tabela 3.3 - Principais características do eletroinjeter Marelli *High Pressure GDI IHP 209 - AE 812*.

Referência	Fluxo Estático Qs		Vazão Mássica Qd		Vazamento na Válvula	Ângulos de Pulverização	
	[g/s]	Δ%	[mg/inj]	D%		αL [°]	γL [°]
AE812	1.72	0.82	1.4	0.38	0.03	9	0

Os ângulos de pulverização apresentados na Tabela 3.3 podem ser vistos na Figura 3.10.

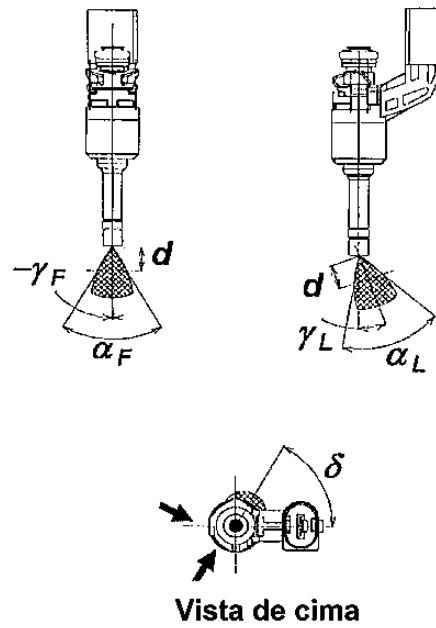


Figura 3.10 – Definição das Principais características geométricas do cone de combustível do Eletroinjeter Magneti Marelli *High Pressure GDI IHP 209 - AE 812*.

3.2.5 Cabeçote do protótipo

Para a inserção da pré-câmara na galeria de arrefecimento do cabeçote foi necessário a execução de processos de usinagem e soldagem no mesmo. O planeamento destes processos teve início com a elaboração de um modelo tridimensional do cabeçote original, realizado com o programa *Solidworks*® e pode ser visto na Figura 3.11.

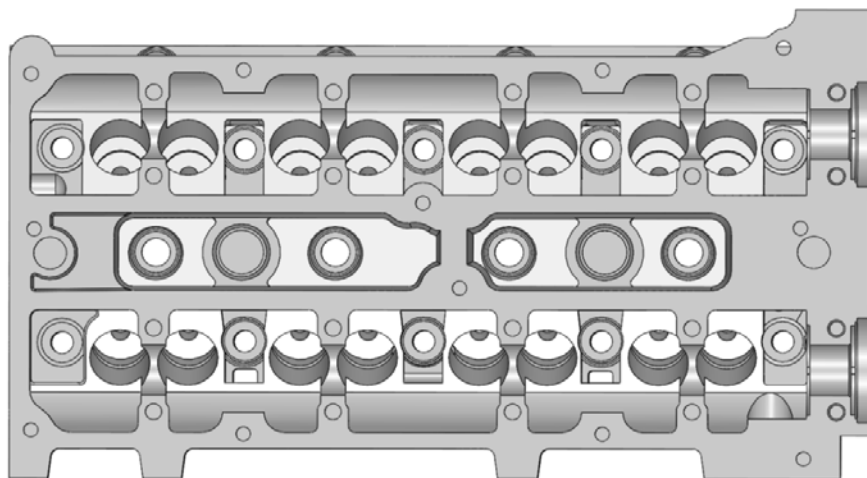


Figura 3.11 - Modelo tridimensional do cabeçote original.

A partir da determinação do espaço disponível para inserção da pré-câmara, executou-se o seu projeto e em seguida o planejamento das operações de usinagem e soldagem a serem realizadas no cabeçote para adaptação da pré-câmara.

Precedido pela remoção dos selos de água do cabeçote, o primeiro passo de usinagem foi um fresamento de topo com profundidade de 68,00 mm, realizado segundo o formato da seção retangular azul mostrada na Figura 3.12.

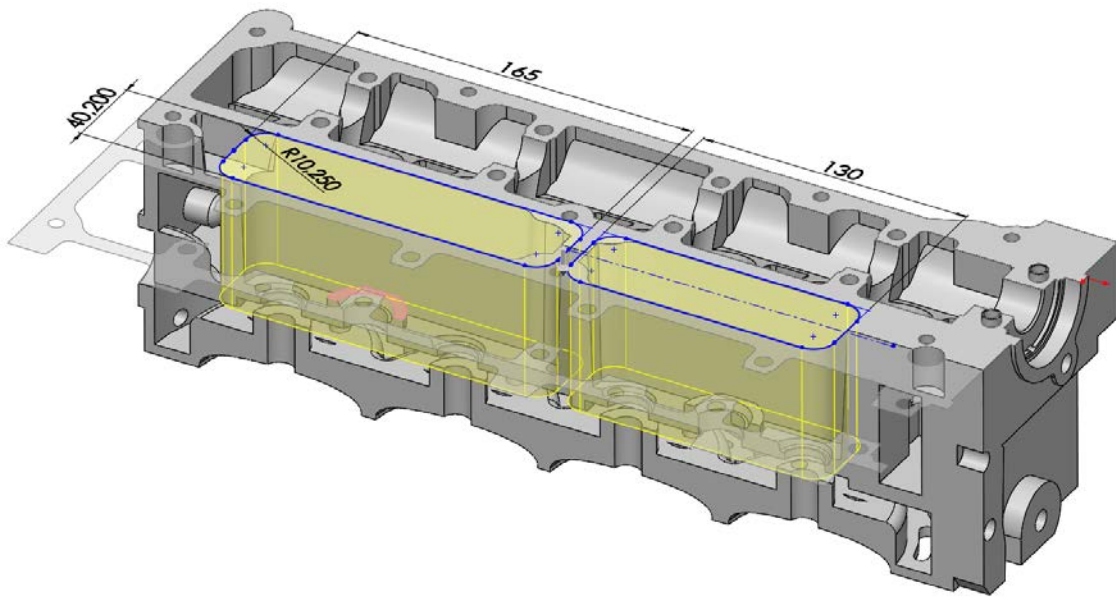


Figura 3.12 - Formatação do primeiro passo da usinagem.

A Figura 3.13 mostra o resultado obtido após fresamento de topo realizado no primeiro passo do processo de usinagem.

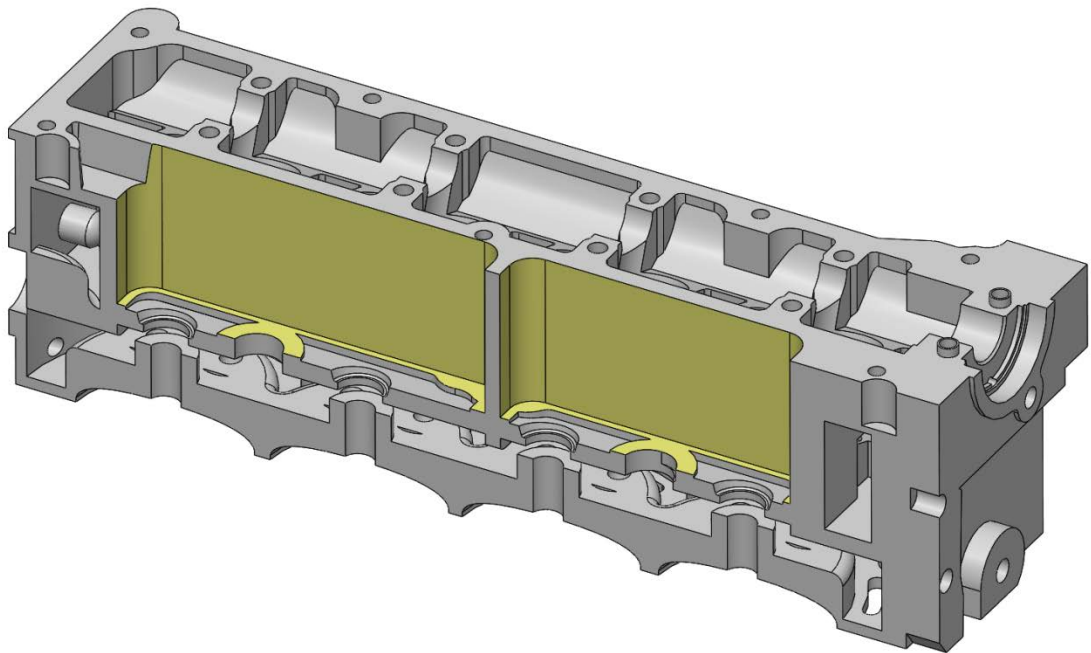


Figura 3.13 - Resultado obtido após o primeiro passo do processo de usinagem.

No segundo passo de usinagem, um novo fresamento de topo foi realizado segundo a seção retangular azul mostrada na Figura 3.14. As dimensões da seção retangular que delinearão o fresamento do segundo passo são 2,00 mm menores que as dimensões praticadas no primeiro passo, a exceção da profundidade que foi de 20,00 mm. A Figura 3.15 mostra o resultado obtido ao final desse passo.

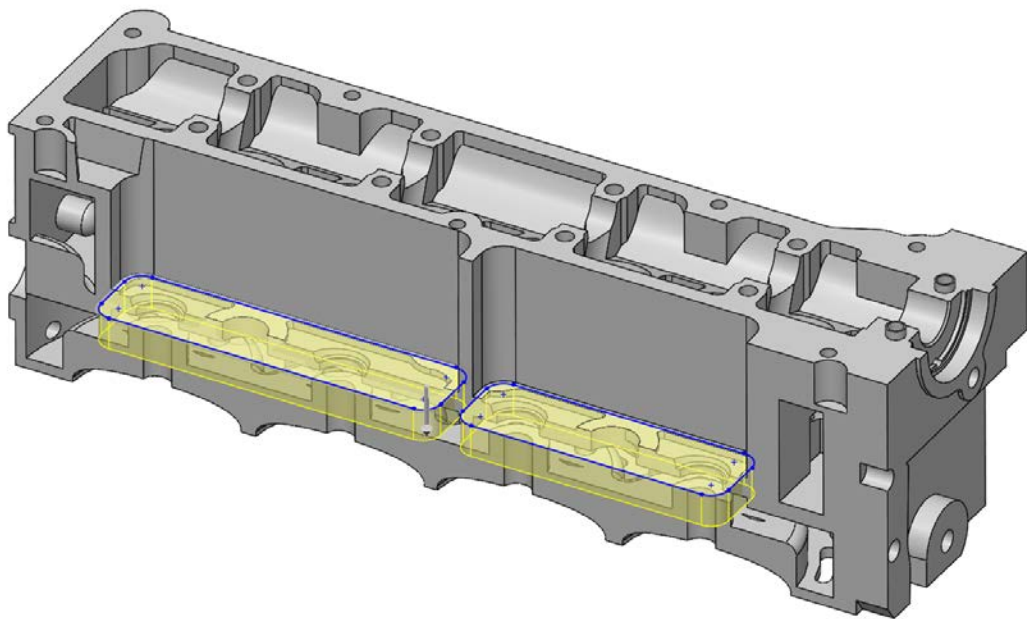


Figura 3.14 - Formatação do segundo passo da usinagem.

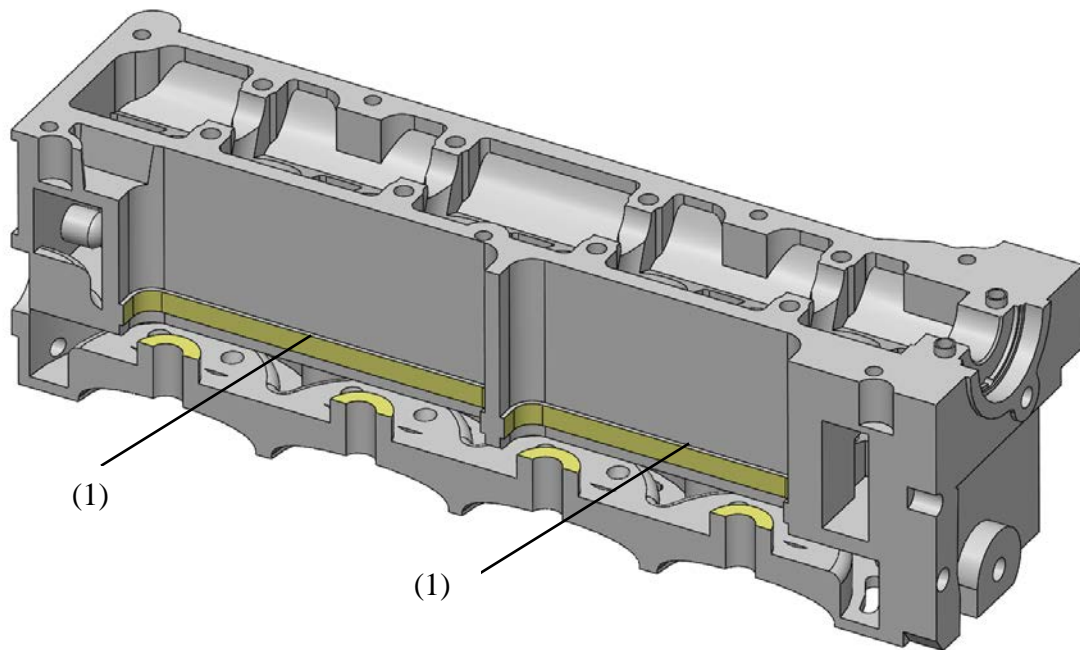


Figura 3.15 - Resultado obtido após o segundo passo do processo de usinagem.

O terceiro passo no processo de fabricação do novo cabeçote consiste na soldagem de duas chapas de alumínio para promover o fechamento da galeria de arrefecimento do cabeçote, aberta no primeiro fresamento de topo realizado. As chapas têm as mesmas dimensões das seções retangulares que direcionaram o primeiro processo de fresamento de topo e espessura de 9,50 mm. A distância da face inferior da chapa para a sede da vela foi de aproximadamente 20,00 mm. Pode-se observar na Figura 3.15 a existência de um ressalto (1) no qual a chapa de alumínio é apoiada para realização do seu encaixe e posicionamento. Este ressalto é resultado do estreitamento da seção retangular que direciona o segundo processo de fresamento de topo. A Figura 3.16 mostra uma vista em corte do cabeçote após o processo de soldagem das duas chapas de alumínio (1).

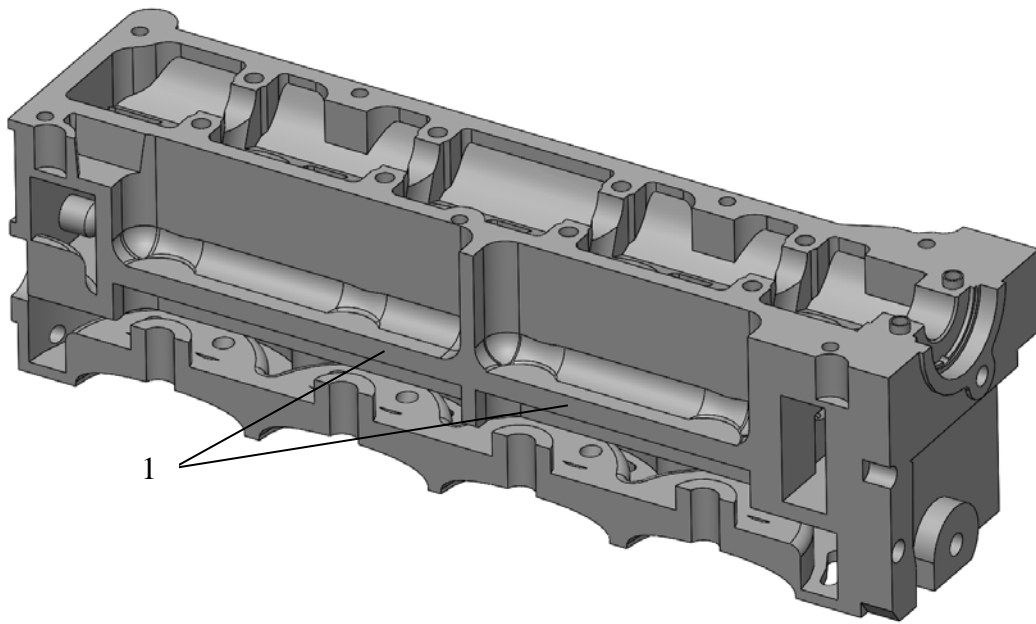


Figura 3.16 - Vista em corte do cabeçote após terceiro passo de fabricação.

Por fim realizou-se em cada chapa de alumínio dois furos (1) com 29,10 mm de diâmetro, concêntricos com o furo da vela. A fim de alojar um anel de borracha, foi usinado em cada furo, uma sede (2) com diâmetro externo de 32,2 mm e altura de 2,5 mm. A Figura 3.17 mostra uma vista em corte do novo cabeçote em sua configuração final.

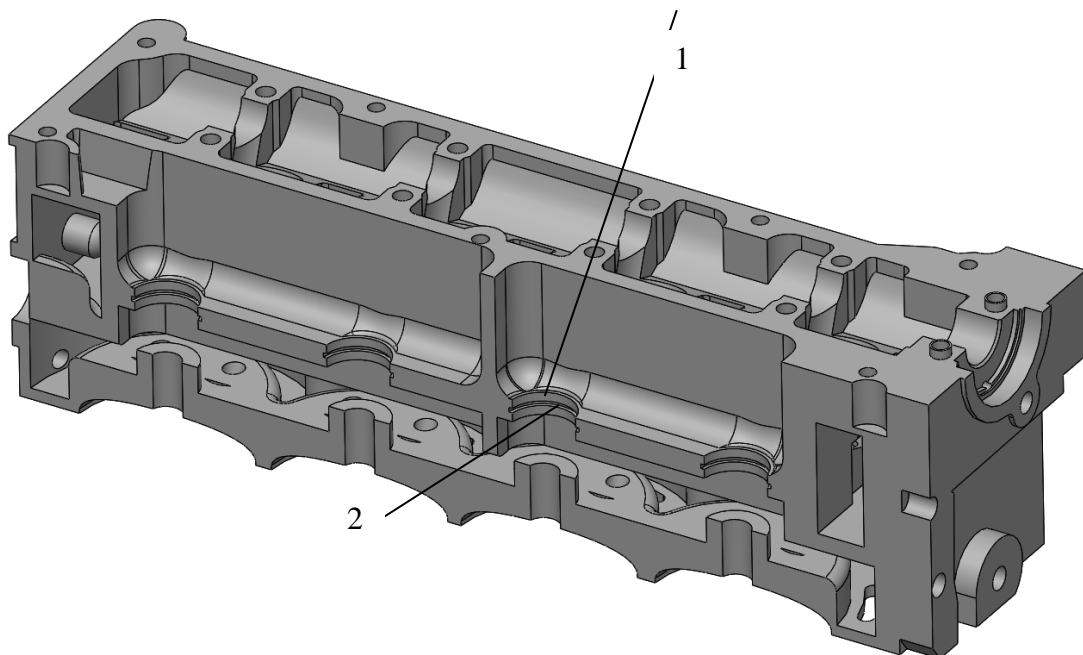


Figura 3.17 - Vista em corte do novo cabeçote em sua configuração final.

A vedação entre a galeria do sistema de arrefecimento do cabeçote (4), a pré-câmara (1) e o meio ambiente é realizada por meio de dois anéis de borracha (2), sendo um deles alojado na sede usinada na chapa de alumínio (5) e outro instalado na pré-câmara de forma a realizar uma vedação de topo entre ela e a chapa de alumínio, como mostrado na Figura 3.18. Nesta figura também pode se ver o anel de cobre (3) utilizado para garantir a vedação do sistema de arrefecimento entre a pré-câmara e a câmara de combustão do motor (6). Nesta figura apresenta-se ainda uma vista em corte da pré-câmara (7) instalada no primeiro cilindro do cabeçote.

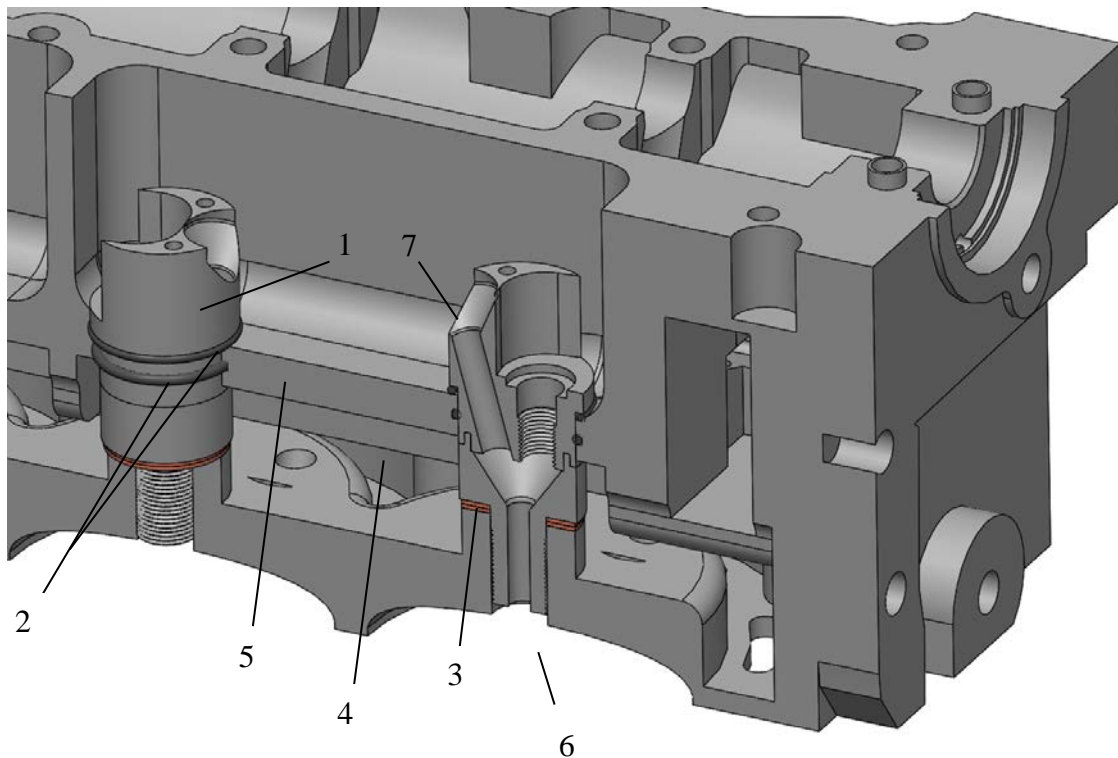


Figura 3.18 - Vedação da nova galeria de arrefecimento.

A Figura 3.19 mostra uma vista em corte das pré-câmaras, eletroinjetores e velas de ignição montados no novo cabeçote. Nesta figura é possível identificar a vela de ignição (1), o eletroinjetor de injeção direta (2), o orifício de interconexão da pré-câmara (3), a galeria de arrefecimento do cabeçote (4) e o dispositivo utilizado para realizar a conexão entre as mangueiras de alimentação de combustível e o eletroinjetor (5).

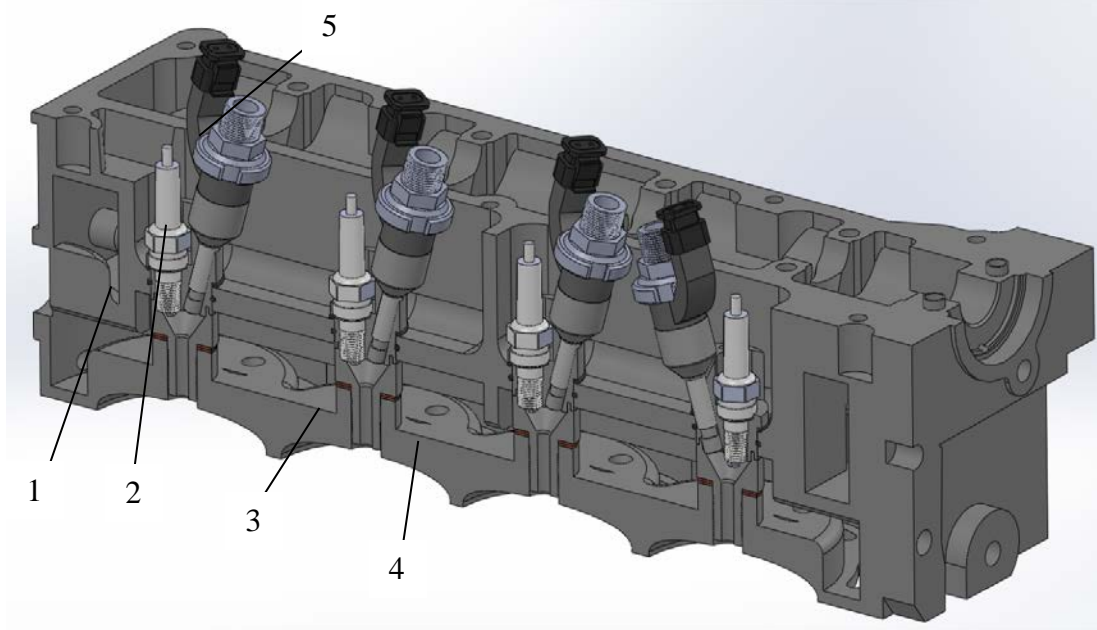


Figura 3.19 - Vista em corte das pré-câmaras, eletroinjetores e velas de ignição montados no novo cabeçote.

3.2.6 Sistema de alimentação de combustível da pré-câmara

O sistema de alimentação de combustível da pré-câmara é composto por uma bomba de combustível de alta pressão usada em motores do ciclo Otto dotados de injeção direta de combustível, acionada por um motor elétrico, por um conjunto de mangueiras flexíveis com pressão nominal de trabalho de 63 MPa, pressão de ruptura de 189 MPa e temperatura máxima de trabalho de 100 °C e por uma galeria de alta pressão de combustível, fabricada com tubos sem costura de aço inoxidável.

A pressão de combustível da linha de alta pressão é lida em tempo real na tela do software da unidade de controle do motor, MoTeC M800. Esta é controlada pela variação da potência elétrica fornecida, através de uma fonte de tensão regulável, à válvula de controle de pressão da bomba de combustível. Desta forma foi possível monitorar e controlar a pressão de alimentação de combustível da pré-câmara em tempo real. A Figura 3.20 apresenta um modelo tridimensional e uma vista em corte do cabeçote do protótipo equipado com as pré-câmaras (1), velas de ignição (2), cabos de vela (3), eletroinjetores (4) e as mangueiras do sistema de alimentação de combustível das pré-câmaras (5), pronto para ser montado na parte inferior do motor (bloco). Também é possível visualizar nesta figura as bobinas de ignição (6), a galeria de alta pressão de combustível (7) e o dispositivo (8) utilizado para realizar a conexão entre a mangueira de alta pressão e o eletroinjetor.

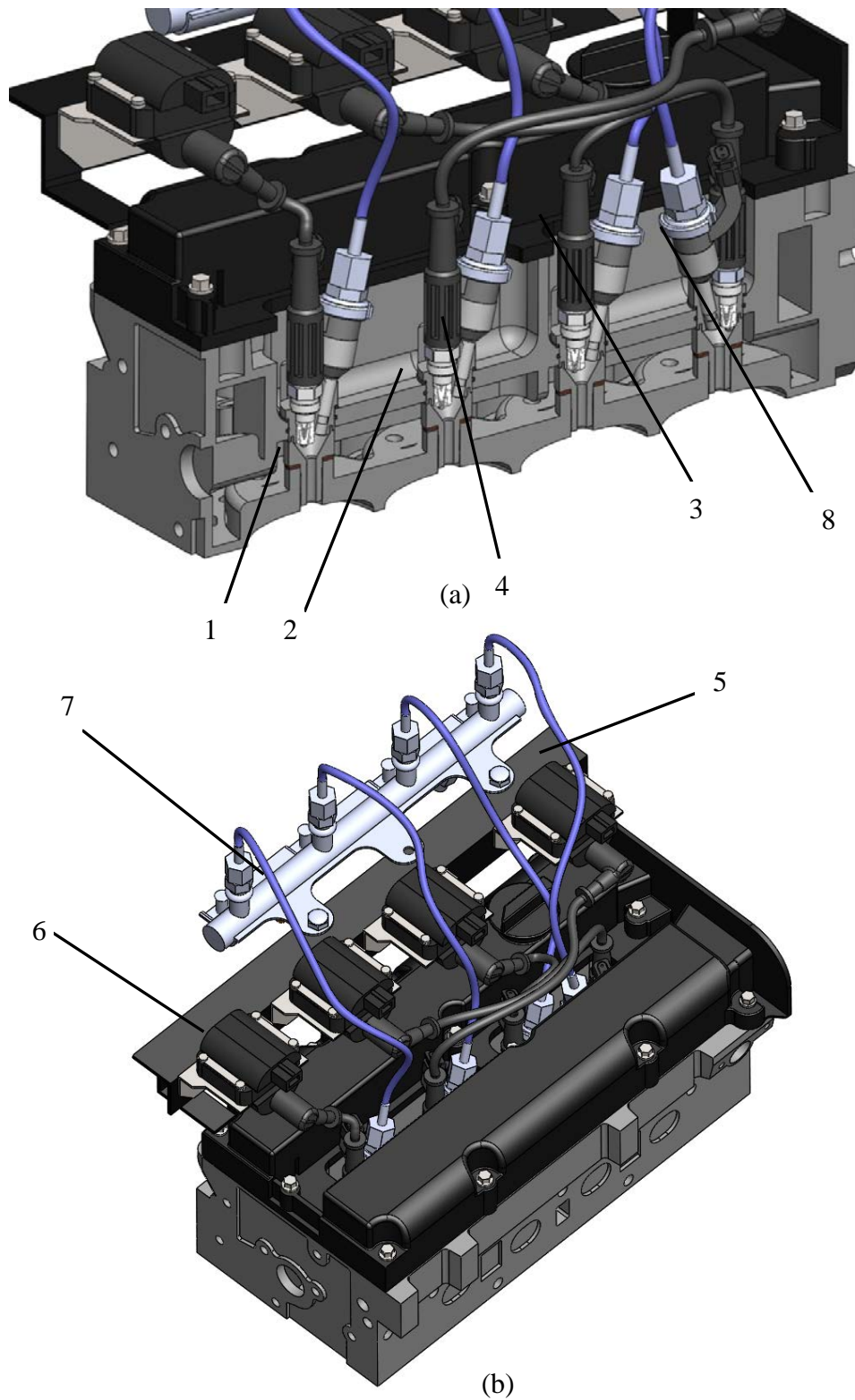


Figura 3.20 - a) Vista em corte do Cabeçote do protótipo em sua configuração final b) modelo tridimensional do cabeçote em sua configuração final.

Na Figura 3.21 pode-se ver a bomba de alta pressão utilizada.



Figura 3.21 - Bomba de alta pressão.

3.3 UNIDADE DE CONTROLE ELETRÔNICO, UCE, UTILIZADA

Atualmente estão disponíveis no mercado diversos sistemas de gerenciamento eletrônico reprogramáveis do motor que oferecem uma grande gama de opções de controle. Dentre eles pode-se destacar a MoTeC, Holley, Autronic e Haltech. Neste trabalho foi utilizado uma unidade de controle eletrônico, UCE, da fabricante MoTeC.

Destaca-se que esta família de centrais de controle eletrônico possibilita a configuração do sistema de acordo com os sensores e atuadores contidos no motor, sendo compatível com praticamente todos os sensores e atuadores atualmente utilizados. Além da tecnologia adequada para o desenvolvimento desta pesquisa, a visualização amigável e a ótima qualidade do suporte técnico oferecida ao usuário via software e internet constitui um diferencial dessa família de controladores. O software de calibração e ajuste da UCE pode ser gratuitamente obtido no sítio da empresa na internet, www.motec.com.au.

A MoTeC M800, que pode ser vista na Figura 3.22, possui a capacidade de controlar oito (8) eletroinjetores que podem ser de baixa ou alta impedância, seis (6) bobinas de ignição, possuindo ainda oito (8) saídas auxiliares que podem ser usadas para controlar outros dispositivos, tais como eletroinjetores adicionais, bobinas adicionais, borboleta motorizada, acionamento do eletroventilador, bomba de combustível, variador de fase do comando de válvulas, etc.

As principais características da MoTeC M800 são apresentadas a seguir:

- Microprocessador de 32 Bit e 33 MHz;
- Padrão IPC-S-815-A Classe 3 Alta confiabilidade;
- Software de controle da UCE em memória tipo FLASH;
- Para motores de 2 e 4 tempos;
- Rotação máxima 15.000 rpm;
- Resolução do tempo de injeção de 10 μ s;
- Resolução do ângulo de ignição 0,25 graus;
- Faixa de temperatura interna de trabalho de -10 a 85 °C;
- Temperatura ambiente de -10 a 70 °C;
- Tensão de operação de 6 a 22 V DC;
- Corrente máxima de operação de 4 A.



Figura 3.22 - MoTeC M800.

A UCE MoTeC M800 foi cuidadosamente instalada no motor juntamente com todos os sensores e atuadores necessários ao controle do mesmo. Esta foi configurada segundo as

características físicas do motor, sensores e atuadores, e de acordo com a estratégia de controle da injeção e ignição implementadas, sequencial sincronizada.

Uma das principais razões da escolha dessa UCE foi sua capacidade de controlar de maneira independente duas bancadas de eletroinjetores, uma a ser usada para alimentação da câmara de combustão principal, e outra utilizada para alimentação da pré-câmara, denominadas respectivamente de bancada primária e secundária. Descreve-se a seguir os procedimentos de configuração da bancada secundária de injetores e a metodologia de controle dos mesmos.

O software de controle da MoTeC possui uma tabela que realiza um balanço de injeção entre os eletroinjetores primários e secundários. Esta tabela, que pode ser vista na Figura 3.23, deve ser preenchida com valores entre zero (0) e cem (100) para cada ponto de operação do motor. Estes valores quantificam a proporção em porcentagem de vazão mássica de combustível injetada entre as bancadas. O valor cem (100) significa que todo combustível será fornecido pelos injetores primários e o valor zero (0) que apenas os secundários serão utilizados.

Balance [% Primary]		900	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
	RPM								
Effcy kPa	90.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	80.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	70.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	60.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	50.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	40.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	30.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	20.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	10.0	70	70	70	70	70	70	70	70
	0.0	70	70	70	70	70	70	70	70

Figura 3.23 - Tabela de balanço de combustível.

A Figura 3.24 mostra o caminho no software da MoTeC para acessar essa tabela.

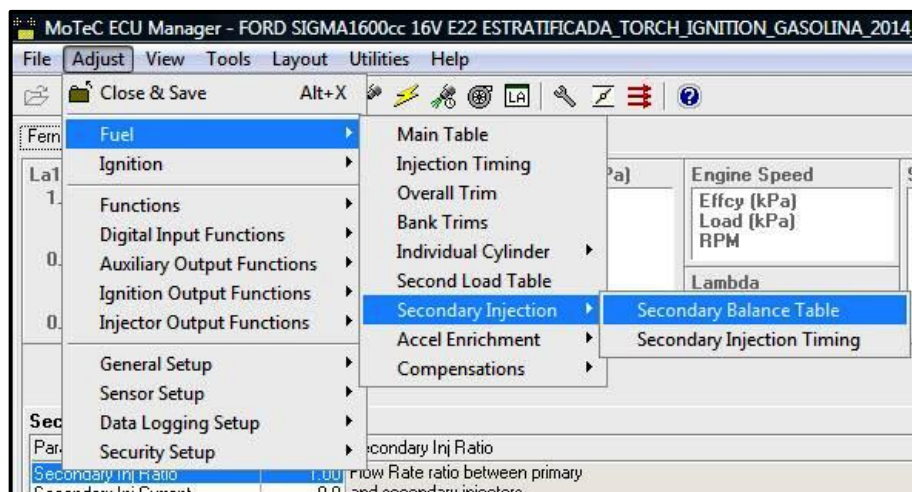
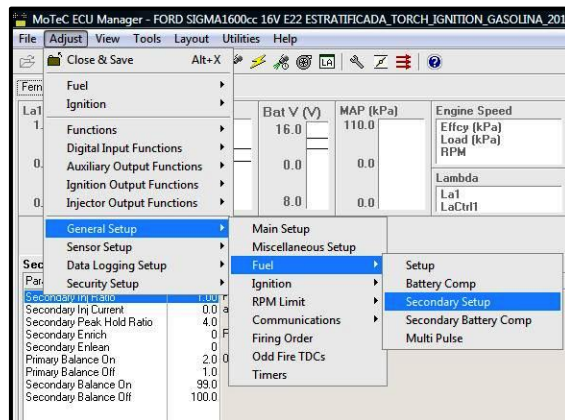


Figura 3.24 - Caminho de acesso da tabela de balanço de injeção.

A tabela de balanço de combustível, mostrada na Figura 3.23, é habilitada pelo software da MoTeC após a realização da configuração da injeção secundária. A Figura 3.25 mostra o caminho percorrido para acesso da caixa de dialogo “secondary injection set up” e a mesma com os valores configurados para o presente trabalho.

Secondary Injection Setup	
Parameter	Value
Secondary Inj Ratio	0.10
Secondary Inj Current	0.0
Secondary Peak Hold Ratio	4.0
Secondary Enrich	0
Secondary Enlean	0
Primary Balance On	2.0
Primary Balance Off	1.0
Secondary Balance On	99.0
Secondary Balance Off	100.0

(a)



(b)

Figura 3.25 - (a) caixa de dialogo configurada, (b) caminho para caixa de dialogo “injection set up”.

Descreve-se a seguir a função dos parâmetros que devem ser configurados na caixa de diálogo secondary injection set up.

Secondary Inj Ratio: este parâmetro informa a UCE a razão entre as vazões mássicas dos eletroinjetores utilizados na bancada primária e secundária. Uma vez que a razão entre as

vazões mássicas dos eletroinjetores primários e secundários é de 10,01, este parâmetro foi carregado com o valor 0,1.

Injector current: corresponde ao valor de pico de corrente de operação dos eletroinjetores e é definido com base na resistência elétrica dos mesmos. Este valor deve ser ajustado de acordo com as especificações do fabricante do eletroinjetor. De uma forma geral os eletroinjetores são divididos em dois grupos: os de alta e baixa impedância. Segundo o manual de operações da MoTeC M880, deve-se atribuir o valor zero (0) a este parâmetro para eletroinjetores de alta impedância, cuja resistência interna varia entre 12 e 16 ohm. Já para eletroinjetores de baixa impedância, deve-se atribuir valores negativos, significando a utilização de um módulo de acionamento “*peak and hold*” para o eletroinjetor.

O módulo de acionamento “*peak and hold*” tem como função impedir o superaquecimento do solenoide do eletroinjetor enquanto este se encontra energizado (aberto). Isto é conseguido através da aplicação de uma diferença de potencial alta, necessária para vencer rapidamente a inércia da agulha responsável pela vedação do combustível, proporcionando uma rápida abertura do mesmo. Uma vez aberta a passagem do combustível, esta tensão é reduzida para um valor mais baixo, porém suficiente para manter o eletroinjetor aberto. O parâmetro “*peak and hold ratio*” define a razão entre a tensão de pico, usada para rápida abertura do eletroinjetor, e a tensão mais baixa utilizada para mantê-lo aberto durante o tempo de injeção.

Primary Balance on: Os injetores primários são ligados pela UCE somente quando o valor carregado na tabela de balanço exceder o valor carregado nesse parâmetro. A fim de que os eletroinjetores primários permanecessem ligados todo o tempo esse parâmetro foi carregado com o valor 2.

Primary Balance off: Os injetores primários são desligados pela UCE quando o valor carregado na tabela de balanço for menor que o valor carregado nesse parâmetro. A fim de que os eletroinjetores primários permanecessem ligados todo o tempo esse parâmetro foi carregado com o valor 1.

Secondary Balance on: Os injetores secundários são ligados pela UCE somente quando o valor carregado na tabela de balanço for menor que o valor carregado nesse parâmetro. A fim de que os eletroinjetores secundários permanecessem ligados todo o tempo esse parâmetro foi carregado com o valor 99.

Secondary Balance off: Os injetores secundários são desligados pela UCE somente quando o valor carregado na tabela de balanço for maior que o valor carregado nesse parâmetro. A fim de que os eletroinjetores secundários permanecessem ligados todo o tempo esse parâmetro foi carregado com o valor 100.

Uma vez realizada a configuração da bancada secundária de injetores, o controle do fator lambda global do motor deve ser realizado através do mapa de combustível principal, ajustando o IJPU, conforme objetivo almejado. Estando o motor estabilizado na condição requerida, faz-se uso do recurso *individual cylinder trim*, que pode ser visto na Figura 3.24, para realizar o ajuste fino do tempo de injeção dos eletroinjetores secundários visando o menor valor de covariância do IMEP, fornecido em tempo real pelo sistema de aquisição de pressão no cilindro (AVL *Indimodul*). O ajuste do tempo de injeção da bancada secundária de injetores é feita aplicando-se um fator de correção (*trim*) para todos os injetores secundários. A título de exemplo aplicou-se um fator de correção de 10% no tempo de injeção da bancada secundária, como pode ser visto na Figura 3.26. Dessa forma é possível controlar de forma precisa o tempo de injeção dos eletroinjetores secundários. O tempo de injeção dos eletroinjetores primários e secundários pode ser lido em tempo real na tela do software de controle da MoTeC, Figura 3.27.

Fuel Indiv [% Trim]		1 p	3 p	4 p	2 p	1 s	3 s	4 s	2 s	
	Cyl									
		-5	-5	-5	-5	10	10	10	10	0

Figura 3.26 - Tabela do recurso *Individual Cylinder Trim*.

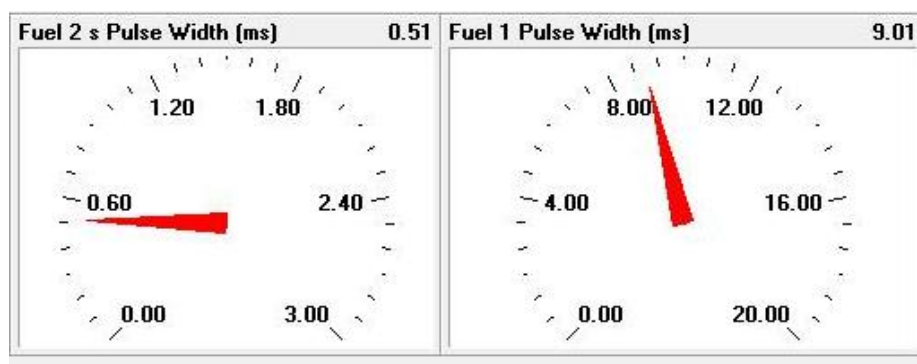


Figura 3.27 - Tempo de injeção dos eletroinjetores primários e secundários, na tela de controle.

Conforme informações contidas na Figura 3.9, o eletroinjeter utilizado na pré-câmara requer uma corrente de acionamento de 15 Ampéres de pico para abertura e a utilização de um driver *peak and hold* usado para manter e reduzir a corrente de pico de 15 para 3 Ampéres, necessária para manter o eletroinjeter aberto sem sobreaquecê-lo. Embora a MoTeC M800 possua um dispositivo interno capaz de realizar esta função, foi necessário a utilização de um módulo de potência para produzir uma corrente de acionamento de 15 Ampéres uma vez que a MoTeC é capaz de gerar no máximo 10 Ampéres. Desta forma foi ligado entre a MoTeC e os eletroinjetores secundários um condicionador de sinal da Magnetti Marelli capaz de fornecer ao eletroinjeter a correta corrente de acionamento. O condicionador de sinal da Magnetti Marelli é mostrado na Figura 3.28.

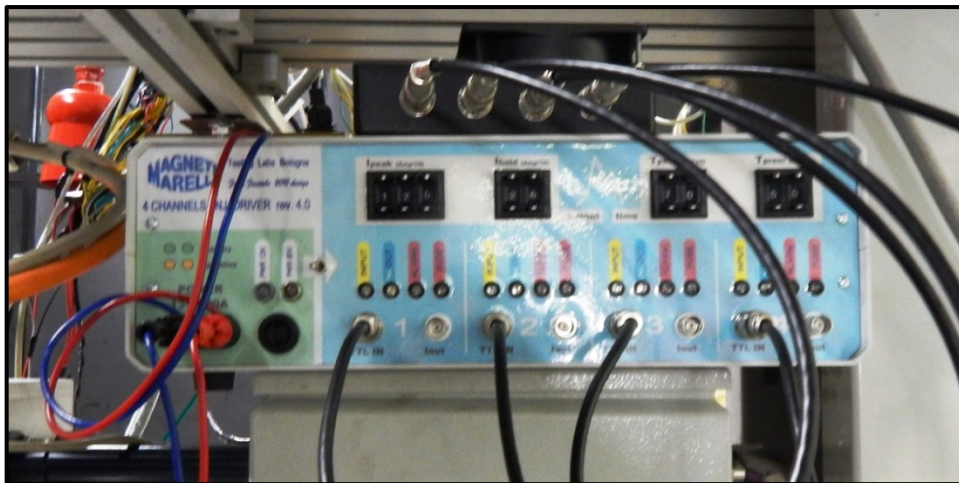


Figura 3.28 - Condicionador de sinal de injeção da Magnetti Marelli.

O condicionador de sinais da Magnetti Marelli utiliza como entrada sinais TTL 5V para comando do seu circuito de potência, enquanto que a MoTeC realiza o chaveamento do terra do circuito do eletroinjeter para comando do mesmo. Por esta razão fez-se necessário o projeto e a construção de um circuito de acoplamento entre o condicionador de sinais da Magnetti Marelli e a MoTeC. As informações relativas ao projeto do circuito de acoplamento encontram descritas no Apêndice II.

Desta forma a MoTeC M800, com auxílio do condicionador de sinais da Magnetti Marelli e do circuito de acoplamento, mostrou-se capaz de controlar todas as variáveis necessárias a calibração da injeção de combustível na pré-câmara.

3.4 INSTRUMENTAÇÃO E MEDIÇÃO DE GRANDEZAS

3.4.1 Instrumentação do motor

Os sensores e atuadores utilizados na instrumentação do motor foram organizados em dois grupos. O primeiro grupo é formado pelos sensores e atuadores necessários ao sistema de gerenciamento do motor, UCE MoTeC M800. O segundo grupo é constituído pelos sensores do sistema de aquisição de dados da sala dinamométrica.

No primeiro grupo, conforme pode ser visto no esquema de conexão elétrica da UCE, representado na Figura 3.29, foram utilizados os seguintes sensores e atuadores: dois sensores indutivos, um para detecção da frequência de rotação do motor, instalado na polia do virabrequim, e outro no cabeçote próximo ao comando de válvulas de escapamento para a realização do sincronismo do motor, dois sensores do tipo NTC, um para temperatura do ar no coletor de admissão denominado AT e outro para medição da temperatura do líquido de arrefecimento do motor chamado de ET, um sensor de pressão do tipo *strain gauge*, para leitura da pressão do ar no coletor de admissão, chamado MAP, dois potenciômetros resistivos, sendo um para identificação da posição da borboleta de aceleração, chamado TP, e outro para identificação da posição do pedal de aceleração, identificado pela sigla TPD. Para monitorar e controlar a razão ar combustível foi instalada na descarga uma sonda lambda do tipo banda larga, BOSCH LSU 4.2, denominada de $W\lambda$. Esta sonda foi ligada diretamente a UCE utilizada de forma a ser possível ler o fator lambda em tempo real durante o funcionamento do motor na tela de controle do motor. O sensor de pressão localizado na saída da bomba de combustível da linha de alta pressão foi ligada ao canal AV6, permitindo ler em tempo real, na tela de controle do motor, o valor dessa grandeza. As saídas INJETOR 1, 2, 3 e 4 foram utilizadas para controlar os eletroinjetores primários, já as saídas INJETOR 5, 6, 7 e 8 para controlar os eletroinjetores secundários. As saídas IGN1 a IGN4 foram utilizadas para controlar as quatro bobinas de ignição. As saídas AUX1 e AUX 2 foram utilizadas para acionamento e controle da borboleta motorizada. A saída AUX 3 foi utilizada para controlar do relé de alimentação das bobinas de ignição. A saída AUX 4 foi utilizada para realizar o aquecimento da sonda lambda. Todos os sensores, a exceção dos indutivos, foram alimentados pela UCE com um sinal de 5V e forneceram a mesma, como sinal de saída, uma tensão que varia de 0 a 5V.

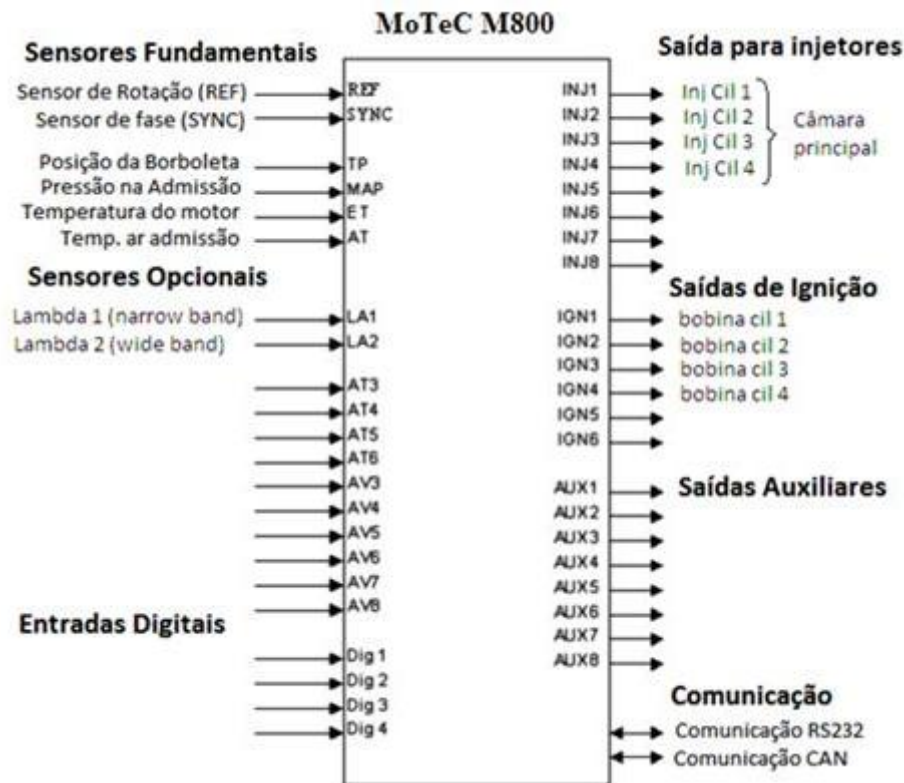


Figura 3.29 – Esquema Elétrico dos sensores e atuadores utilizados na MoTeC M800.

O segundo grupo de sensores é constituído pelos sensores do sistema de aquisição de dados da sala dinamométrica, sendo eles: seis sensores de temperatura, sendo um termopar tipo K instalado na descarga para aquisição da temperatura dos gases de escapamento, denominado de EXHT, e cinco sensores do tipo PT100 instalados da seguinte forma: um na entrada e outro na saída do líquido de arrefecimento do motor, denominados respectivamente de ETIN e ETOUT, um no cárter do motor, chamado de OT, um na linha de combustível, nomeado de FT e finalmente um no coletor de admissão para medição da temperatura do ar admitido, denominado de AT2. Três sensores de pressão foram instalados no motor da seguinte forma: um na linha de alimentação de óleo lubrificante do motor, chamado de OP, um na linha alimentação de combustível de baixa pressão, identificado pela sigla FPB e outro na linha de alimentação de combustível de alta pressão, chamado de FPA.

A vazão mássica de combustível e ar fornecida ao motor, bem como a temperatura e pressão ambiente e umidade relativa do ar são medidos pelo sistema de aquisição de dados da sala dinamométrica.

O torque de frenagem produzido pelo dinamômetro é lido por uma célula de carga instalada na sua carcaça e a sua rotação por um sensor indutivo, sendo estas grandezas medidas pelo sistema de aquisição de dados da sala dinamométrica.

A Figura 3.30 mostra o condicionador de água da sala dinamométrica, responsável em controlar a temperatura do líquido de arrefecimento do motor, de acordo com o valor almejado e estabelecido pelo operador. Este condicionador é composto por uma turbo bomba, um trocador de calor água/água (2) e uma válvula direcional (1) dotada de um sistema de controle de abertura automatizado. De acordo com a temperatura de operação do motor e o valor almejado estabelecido pelo operador, o sistema controla o percentual de abertura da válvula direcional que determina a proporção entre as vazões de líquido de arrefecimento que passa pelo trocador de calor para ser refrigerado e a que circula apenas no motor sem refrigeração. Desta forma, variando a proporção entre a vazão de líquido de arrefecimento que passa pelo trocador de calor e a que recircula no motor, a temperatura de funcionamento do mesmo é controlada.



Figura 3.30 - Condicionador de água.

A sala dinamométrica também é equipada com um sistema que realiza o controle da temperatura do óleo lubrificante, sendo o funcionamento deste similar ao do sistema de controle da temperatura do líquido de arrefecimento do motor. Apesar de análogos, estes sistemas possuem uma importante diferença. Enquanto o sistema de controle da temperatura

do líquido de arrefecimento é composto por apenas um trocador de calor e um circuito de arrefecimento, o sistema de controle da temperatura do óleo lubrificante do motor é composto por dois trocadores de calor e por dois circuitos de arrefecimento, denominados de circuito primário e secundário. O circuito primário é composto por um trocador de calor óleo/água responsável pela refrigeração do óleo lubrificante. Já o circuito secundário é composto por um trocador de calor água/água responsável pela refrigeração da água utilizada no sistema primário. Esta diferença é justificada pela necessidade de preservar a água do sistema hidráulico do Centro da Tecnologia da Mobilidade, CTM, imune a uma possível contaminação por óleo caso ocorra uma perfuração no trocador de calor primário. Uma válvula direcional equipada com um sistema de controle PID determina a fração do volume de óleo que será refrigerada ao circular no sistema primário controlando desta forma a temperatura do óleo usado na lubrificação do motor. O trocador de calor primário (1), secundário (2) e a válvula PID (3) podem ser vistos na Figura 3.31.



Figura 3.31 - Condicionador de óleo.

Os parâmetros medidos durante os ensaios do motor, bem como alguns cálculos derivados destes, puderam ser vistos na tela do computador em tempo real, permitindo assim um controle total do processo de calibração e ajuste do controle do motor. A Figura 3.32 apresenta as duas telas do software de gerenciamento do dinamômetro, STARS, com os

parâmetros de funcionamento mostrados em tempo real. Estas duas telas são mostradas nos dois monitores da mesa de controle da sala do dinamômetro, podendo ser programadas para exibir os parâmetros de interesse do operador. As telas mostradas na Figura 3.30 foram obtidas de um teste preliminar realizado com o motor original.

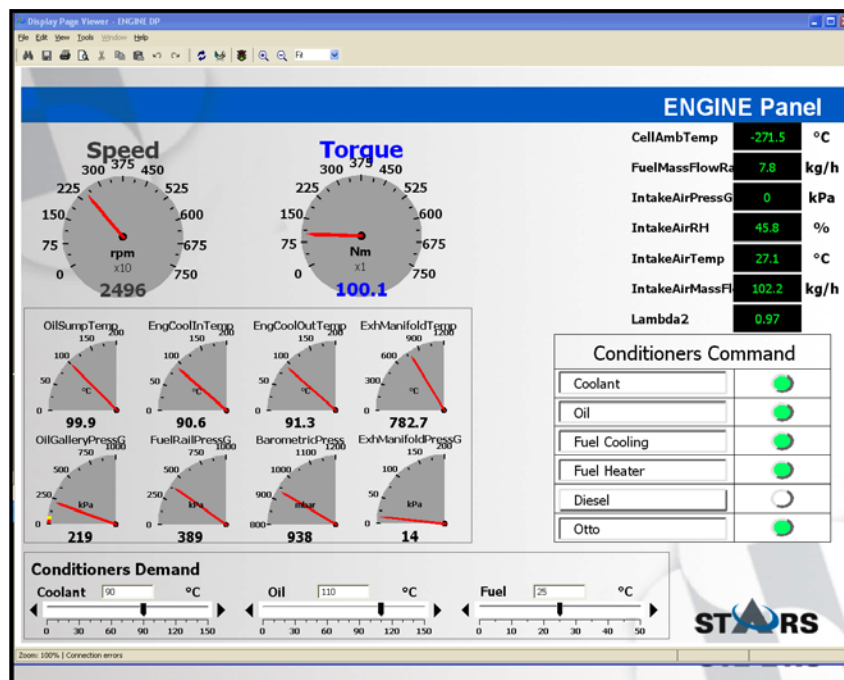
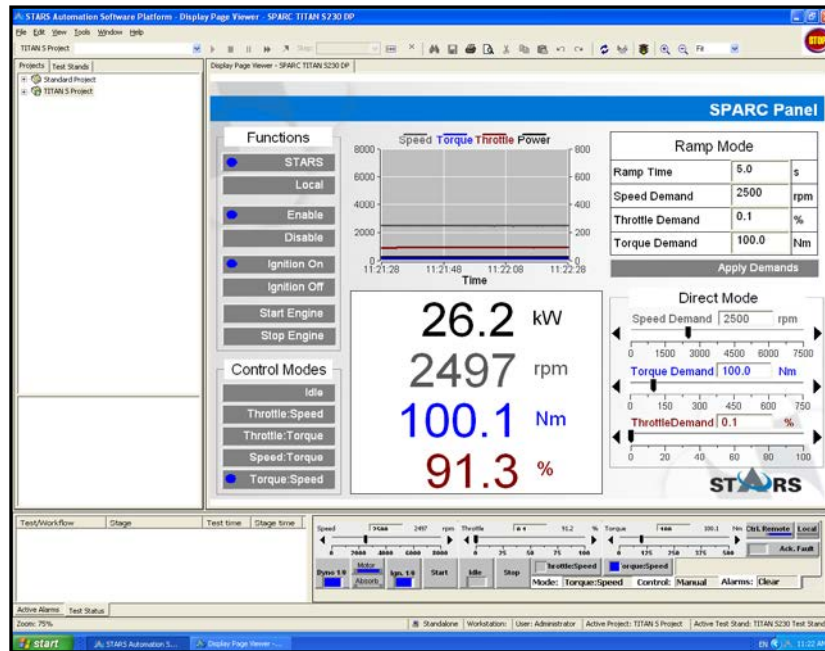


Figura 3.32 - Tela do software de gerenciamento do dinamômetro.

3.4.2 Sistema de Medição de Pressão na Câmara de Combustão

Um sistema de aquisição de dados Indimodul da AVL foi utilizado para medir a pressão na câmara de combustão. Foi usado um sensor de pressão do tipo piezoelétrico modelo GU22C, da marca AVL, com capacidade de medição de até 25 MPa. Este sensor foi instalado na câmara de combustão através de um furo usinado no cabeçote conforme dimensões especificadas pela AVL. O local do furo foi cuidadosamente escolhido de tal forma que o mesmo não passasse através da galeria de arrefecimento do cabeçote, evitando possíveis vazamentos do líquido de arrefecimento para a câmara de combustão. É importante destacar que o posicionamento do sensor fora da vela de ignição evita distorções da curva de pressão devido a grande variação térmica da região da vela. Salienta-se também que o posicionamento do sensor na região mais próxima as paredes da câmara de combustão proporcionam maior sensibilidade na captação da ocorrência de detonação, uma vez que a massa comprimida não queimada tende a atingir os limites de temperatura para auto-ignição ao final do processo de queima. O furo realizado no cabeçote para instalação do sensor de pressão pode ser visto na Figura 3.33.

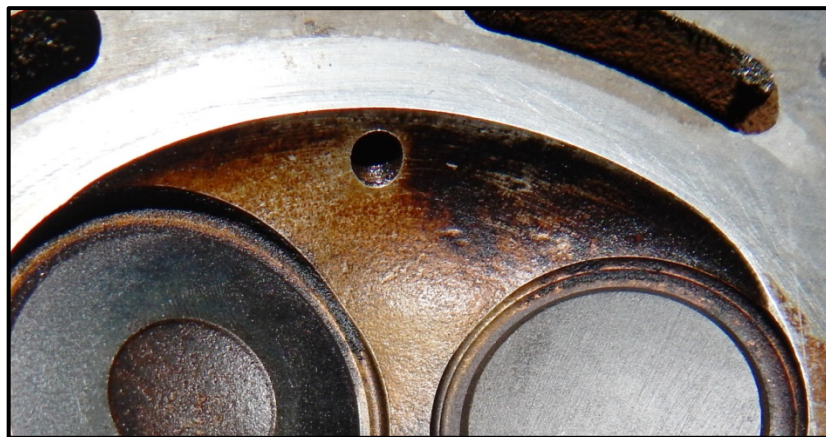


Figura 3.33 - Furo do cabeçote para instalação do sensor de pressão GU22C.

A saída do sensor de pressão deve ser ligada a um amplificador de carga que converte o sinal para tensão (V) e o amplifica. Em seguida esse sinal é digitalizado e lido pelo software do *Indimodul*. Também foram instalados transdutores de pressão no coletor de admissão e escapamento. Os transdutores de pressão nos coletores de admissão e exaustão permitem determinar com precisão o trabalho de bombeamento, a variação da pressão a montante da válvula de aspiração e a jusante da válvula de exaustão em função do ângulo do virabrequim. O *TPA (Three Pressure Analysis)* permite ainda a detecção de quaisquer anomalias na

vedação das válvulas ou flutuação das mesmas, bem como prover os dados necessários para a simulação numérica do desempenho do motor. Devido às elevadas temperaturas atingidas pelo coletor de escapamento, torna-se necessário a instalação de um sistema de arrefecimento para o transdutor de pressão instalado neste coletor.

A rotação do motor é medida com resolução de $0,1^\circ$ por um encoder ótico, instalado no virabrequim. O sinal oriundo do sensor de pressão é sincronizado com o sinal proveniente do encoder ótico, dessa forma o software do *Indimodul* é capaz de traçar a curva de pressão do cilindro por ângulo do virabrequim em tempo real. Conforme instruções contidas no manual da AVL, o encoder deve ser instalado na polia do virabrequim, isento de batimento e com sua haste centrada em relação ao seu suporte de fixação.

Segundo MELO (2012), o software *Indimodul* calcula a pressão média efetiva indicada, IMEP, (do inglês “*indicated mean effective pressure*”) em função da pressão medida na câmara principal, P_c , segundo a Equação 3.1.

$$IMEP = \frac{\int P_c dV}{V_d} \quad (3.1)$$

Onde:

V_d : volume deslocado do motor [m^3];

P_c : pressão na câmara de combustão [Pa];

v : volume do cilindro [m^3];

A expressão para o cálculo da taxa de liberação de calor, $\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)$, é obtida a partir da primeira lei da termodinâmica e da equação dos gases ideais.

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (3.2)$$

Onde:

U : energia interna do fluido [J];

\dot{Q} : taxa de transferência líquida de calor [J];

\dot{W} : trabalho realizado pelo fluido [J];

A Equação 3.2 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\dot{Q} = mc_v \frac{dT}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (3.3)$$

Onde T é a temperatura do fluido (K), P a pressão do fluido (Pa), m a massa de fluido dentro do cilindro (kg), c_v o calor específico do fluido a volume constante (J/kg K) e \dot{Q} é a taxa de transferência líquida de calor para o fluido, ou seja, é a taxa de transferência de calor decorrente do processo de combustão decrescida da taxa de transferência de calor do fluido de trabalho para o sistema de arrefecimento do motor.

A partir da equação do gás ideal, descrita na Equação 3.4, pode-se simplificar a Equação 3.3.

$$PV = mRT \quad (3.4)$$

Assumindo que a massa é constante, a equação 3.4 pode ser diferenciada, obtendo-se:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left[P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right] \quad (3.5)$$

Substituindo a equação 3.3 em 3.5 obtém-se

$$\frac{dQ}{dt} = \left[\frac{c_v}{R} + 1 \right] P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (3.6)$$

Sabendo-se que $C_p = C_v + R$ e que $k = \frac{C_p}{C_v}$, e substituindo a relação temporal pela relação angular, tem-se:

$$\frac{dQ(\theta)}{d(\theta)} = \frac{K(\theta)}{K(\theta)-1} \times P(\theta) \times \frac{dV(\theta)}{d(\theta)} + \frac{1}{K-1} \times V(\theta) \times \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \quad (3.7)$$

Onde K é o coeficiente politrópico dado pela razão entre os calores específicos a pressão constante e volume constante, c_p e c_v e $V(\theta)$ e $P(\theta)$ o volume deslocado e a pressão no cilindro em função da posição angular do virabrequim.

A integração da Equação 3.7 fornece o calor liberado, $Q(\theta)$. Dividindo-se os valores obtidos da curva de calor liberado, $Q(\theta)$, pelo valor total de calor liberado (Q_t), obtém-se a curva de fração mássica queimada em função do ângulo do virabrequim, $MBF(\theta)$, Equação 3.8.

$$MBF(\theta) = \frac{Q(\theta)}{Q_t} \quad (3.8)$$

A Figura 3.34 mostra a curva de fração mássica queimada em função do ângulo do virabrequim, $MBF(\theta)$, na cor preta. Na mesma figura, com auxílio da linha vermelha pode-se ler a posição angular do virabrequim para uma fração de massa queimada de cinquenta por cento, MBF 50%, sendo seu valor aproximadamente de 10° . De maneira análoga com auxílio das linhas azul e verde, lê-se o MBF 90% e o MBF 10%, cujos valores são respectivamente 21° e 1° . A subtração dos valores de MBF fornece a duração em graus do virabrequim necessário para a queima de uma fração mássica do combustível, sendo este valor um importante indicativo da velocidade do processo de combustão. HEYWOOD (1988), BAETA (2006) sugerem inferir a velocidade da combustão através do MBF 90-10. Estes autores sugerem desprezar o tempo necessário da queima dos 10% iniciais e finais da fração mássica de combustível. Eles justificam esse procedimento pelo fato das condições de turbulência, no início do processo de combustão, não estarem plenamente estabelecidas e este período ser influenciado pelo atraso de ignição do combustível. Já no final da combustão, a aproximação da frente de chama das paredes do cilindro provoca uma significativa redução da sua temperatura e conseqüentemente da velocidade da combustão, fato agravado pelo aumento do volume disponível no cilindro e da conseqüente redução dos níveis de turbulência. Assim várias comparações e análises da velocidade do processo de combustão podem ser realizadas, como por exemplo a comparação entre a velocidade da primeira metade da combustão, MBF 50-10, com a velocidade da segunda metade, MBF 90-50.

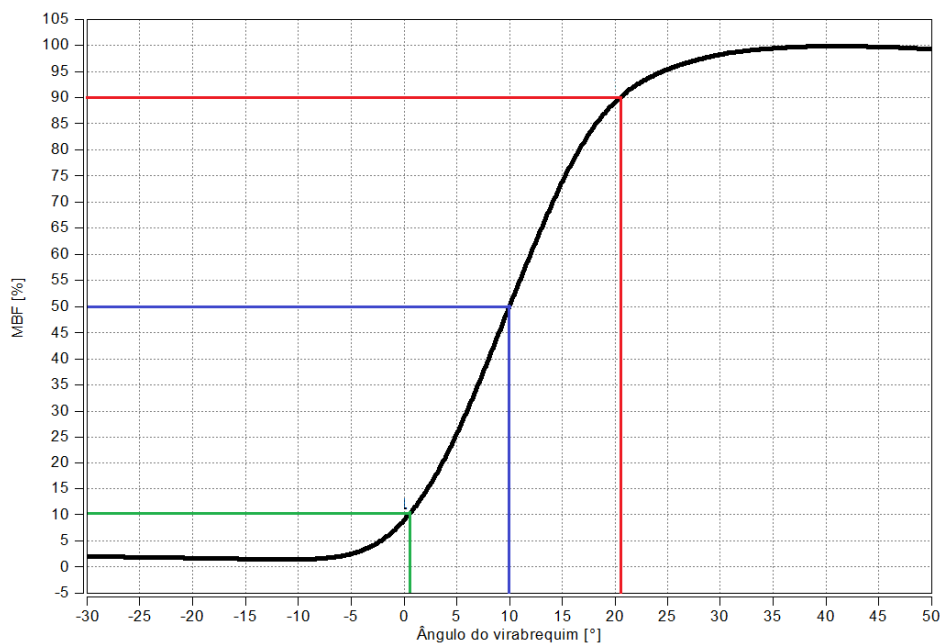


Figura 3.34 - Curva da Fração Mássica Queimada (MBF) em função do ângulo do virabrequim.

O *Indimodul* oferece dois modelos matemáticos para o cálculo da taxa de liberação de calor, o *thermodynamics 1A* e o *thermodynamics 2A*. A principal diferença entre estes modelos ocorre no tratamento matemático dado aos valores adotados para os calores específicos a pressão e a volume constante. No modelo *thermodynamics 1A* são adotados valores constantes para os calores específicos. Embora este modelo adote valores constantes para o coeficiente politrópico, o erro decorrente dessa simplificação é minimizado pelo fato de ser adotado valores diferentes para o coeficiente politrópico no processo de compressão e expansão, como pode ser visto na Tabela 3.4. Nesta tabela são mostrados os valores dos coeficientes politrópicos, K, adotados para motores do ciclo Diesel e do ciclo Otto a gasolina com injeção indireta e direta.

Tabela 3.4 Valores de K adotados no modelo *Thermodynamisc 1A*

	Diesel	Gasolina Injeção Indireta	Gasolina Injeção Direta
Compressão	1.37	1.32	1.35
Expansão	1.30	1.27	1.30

No modelo matemático *thermodynamics 2A* os valores de K são calculados, a cada dois graus de rotação do virabrequim, sendo obtidos através da inclinação da curva de expansão e compressão do gráfico do logaritmo da pressão versus o logaritmo volume deslocado do cilindro. Este gráfico pode ser visto na Figura 3.35, obtido em um teste com o motor original a 38% do torque máximo e 1500 RPM. Assim a variação do coeficiente politrópico durante o ciclo é considerada, podendo ser obtido tanto o seu valor em função da posição angular do virabrequim para os processos de compressão e expansão, quanto seu valor médio.

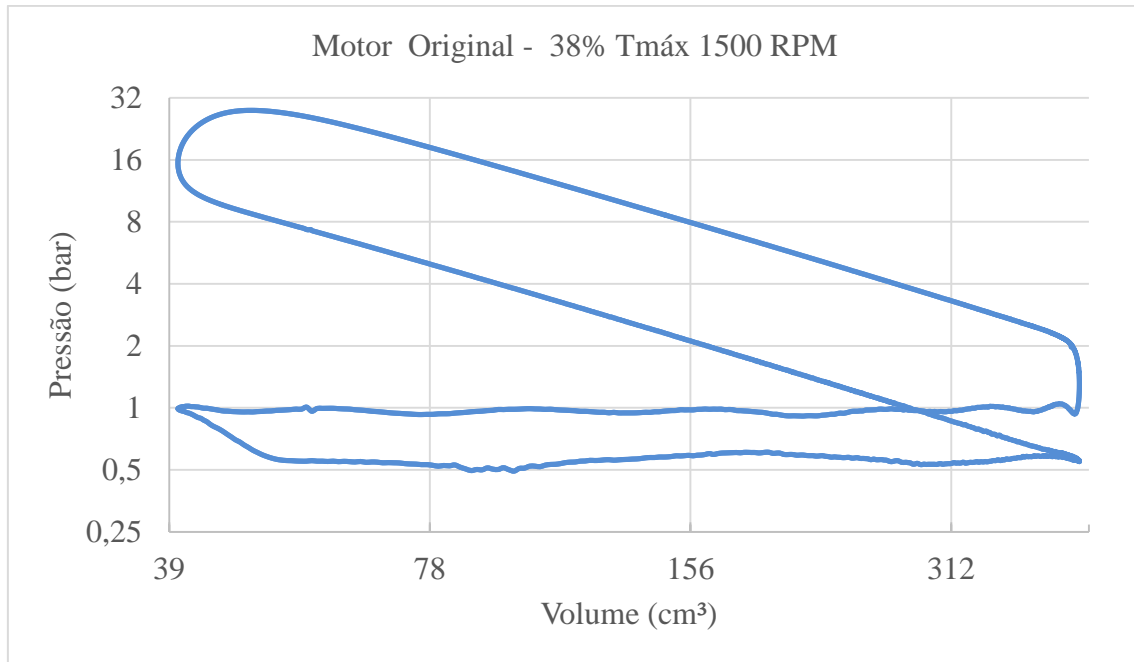


Figura 3.35 - Logaritmo da pressão versus logaritmo volume deslocado do cilindro.

Como pode ser visto na Equação 3.9, a eficiência térmica teórica, η_{th} , de um motor de combustão interna é função do coeficiente politrópico, K , dado pela razão entre os calores específicos a pressão e a volume constante, c_p/c_v .

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_c^{(k-1)}} \quad (3.9)$$

Onde r_c é a razão volumétrica de compressão.

Uma vez que K depende do valor da razão ar combustível e tendo em vista que este trabalho visa estudar os efeitos da diluição da mistura ar combustível no desempenho de um motor dotado de sistema de ignição por lança chamas, torna-se interessante utilizar, para os cálculos dos parâmetros de combustão, o modelo matemático contido em *thermodynamic 2A*.

A Figura 3.36 mostra a tela do sistema de aquisição de pressão no cilindro, *Indimodul*, configurado para mostrar a curva de pressão, o IMEP e a sua covariância, a pressão máxima do ciclo, o MBF 90-10 e o MBF 50%.

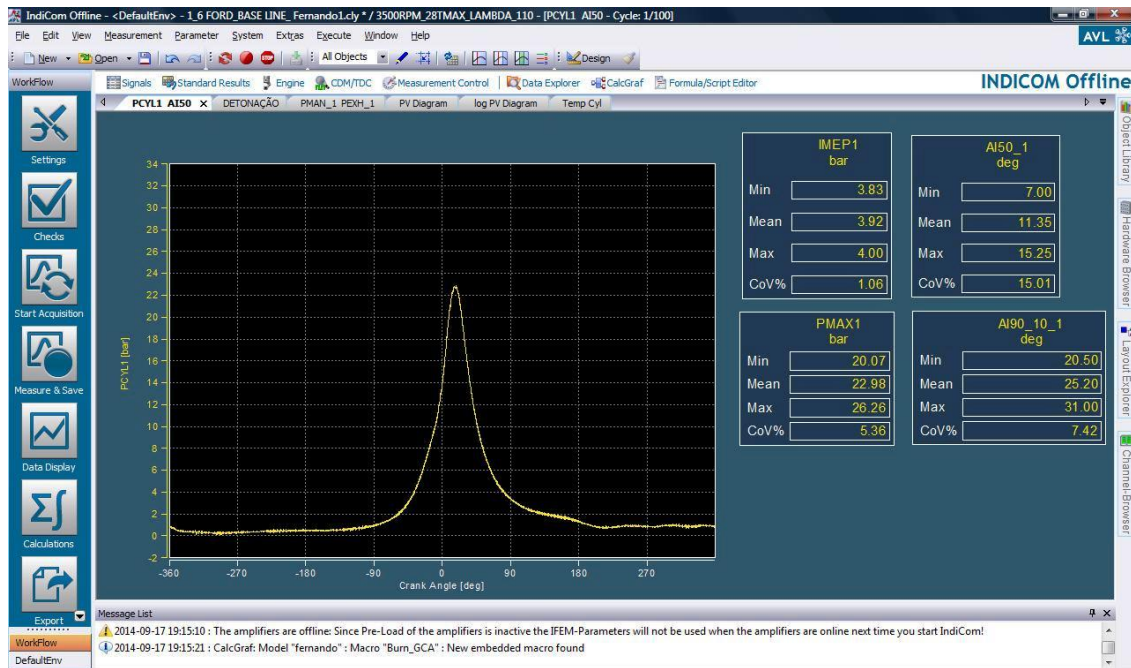


Figura 3.36 - Tela de operação do Indimodul.

3.4.2.1 Metodologia para Detecção da Detonação

A leitura da curva de pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim, realizada pelo sistema AVL *Indimodul*, permite o monitoramento da ocorrência do fenômeno da detonação. A Figura 3.37 mostra a forma de uma curva de pressão com a ocorrência desta anomalia do processo de combustão.

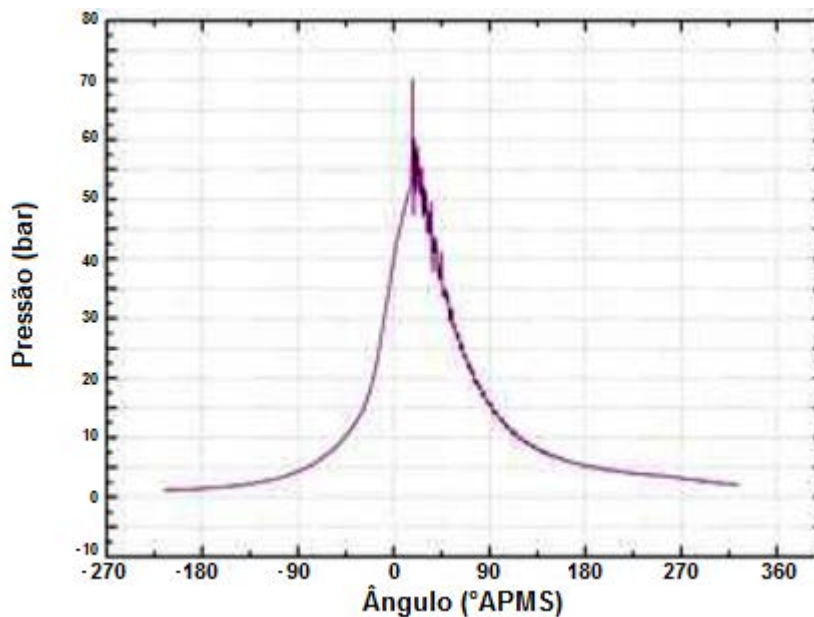


Figura 3.37 - Curva de pressão com ocorrência de detonação MELO (2012).

O software do equipamento *Indimodul* permite que os sinais oriundos dos sensores de pressão sejam tratados e manipulados de diversas maneiras. Desta forma é possível aplicar no sinal de pressão do cilindro um filtro passa alta frequência de modo que somente o ruído de alta frequência, oriundo do sinal de detonação permaneça. A Figura 3.38 mostra uma curva de pressão com ocorrência de detonação e o sinal de saída do filtro passa alta frequência. A normalização desse sinal, onde a parte negativa do sinal é rebatida, ao ser elevada ao quadrado, transforma o sinal de frequência em um sinal de energia. A integração do sinal de energia determina a área sob a curva gerando um valor numérico para o ruído de alta frequência ocorrido na combustão de um ciclo. Segundo Melo (2012) esse valor pode ser utilizado para detectar e quantificar a ocorrência do fenômeno da detonação. Segundo este autor, o valor da integral do quadrado da curva de alta frequência é comparado com a média dos últimos ciclos e caso este valor seja maior que o dobro da média dos cem (100) ciclos anteriores diagnostica-se a ocorrência da detonação. A Figura 3. 39 mostra o sinal de pressão com detonação e o sinal do filtro normalizado.

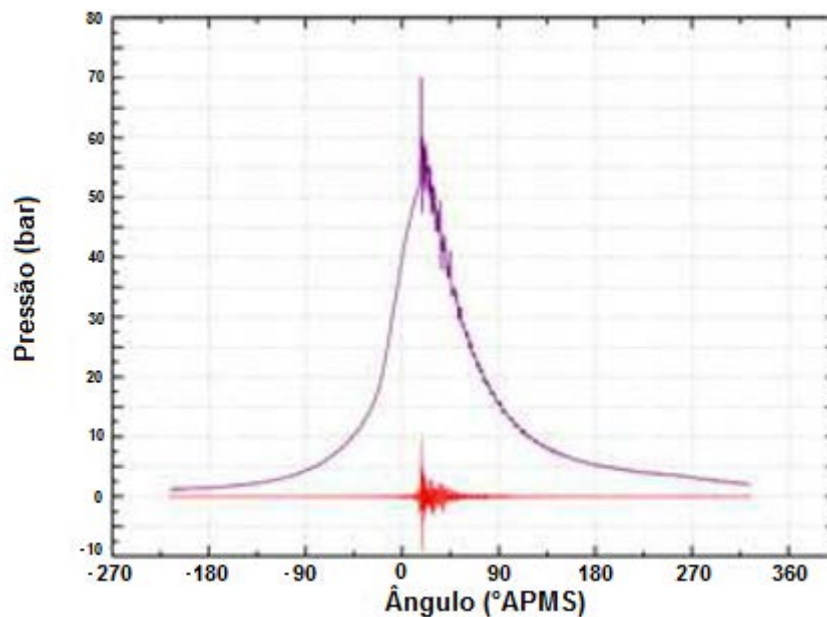


Figura 3.38 - Curva de pressão com detonação e sinal do filtro MELO (2012).

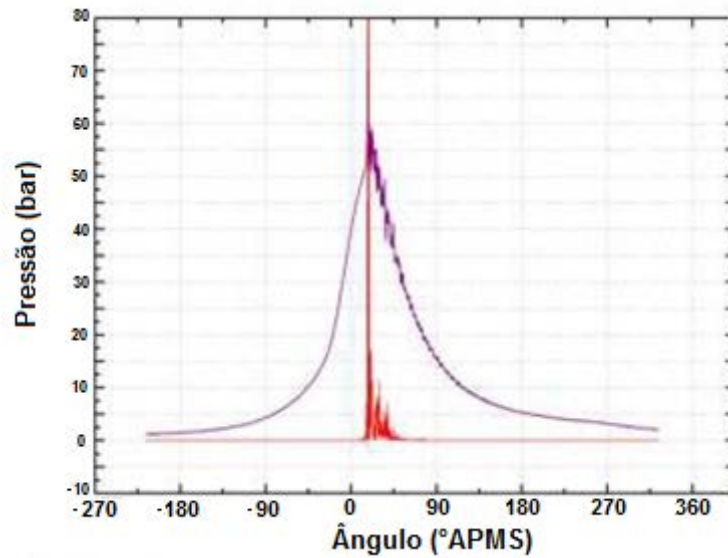


Figura 3.39 - Curva de pressão com detonação e sinal do filtro normalizado MELO (2012).

A utilização dessa metodologia permite determinar o nível de detonação de um ciclo como também o percentual de ciclos em que ocorreu a detonação, informações que podem ser úteis na comparação entre a suscetibilidade a detonação do protótipo em relação ao motor original MELO (2012).

3.4.3 Medição das Emissões

As emissões de poluentes foram medidas pelo equipamento HORIBA OBS 2200, que pode ser visto na Figura 3.40.

Este equipamento realiza a medição em fração volumétrica dos seguintes gases: CO (% Vol), CO₂ (% Vol), NO_x (ppm), THC (ppm) e H₂O (% Vol). Pode-se a partir da medição da fração volumétrica de um poluente obter a emissão específica (g/kWh) do motor. A partir da Equação 3.10, exemplificada para cálculo do CO, é possível realizar o cálculo das emissões específicas a partir dos valores da vazão mássica de ar, de combustível, da potência do motor, medidos pelo sistema de automação do banco de provas e do valor da fração volumétrica de poluente medido pelo analisador de gases. Para realização deste cálculo deve-se efetuar previamente o cálculo da massa molar dos gases de escapamento, conforme Equação 3.11.

$$MCO = \frac{V_{AR} + V_{comb}}{Pot} \times \frac{MMCO}{MMex} \times [CO] \times 10^{-6} \quad (3.10)$$

Onde:

MCO: emissão específica de CO [g/kWh];

V_{ar} : vazão mássica de ar [kg/h];

V_{comb} : vazão mássica de combustível [kg/h];

MMCO: massa molar do CO [kg/kmol];

MMex: massa molar dos gases de escapamento [kg/kmol];

[CO]: concentração em ppm de CO.



Figura 3.40 - Analisador de gases HORIBA OBS 2200.

A emissão específica dos outros poluentes, NO_x , CO e THC pode ser obtida de maneira análoga, observando que deve-se multiplicar por 10^4 a concentração dos poluentes medidos em %Vol para obter sua concentração em ppm utilizada na Equação 3.10. Neste trabalho utilizou-se a massa molar do NO para se calcular a emissão específica de NO_x , o que é plenamente aceitável uma vez que NO constitui mais de 95% da composição de NO_x nos gases de escapamento. Apresenta-se a seguir a Equação 3.11 utilizada para o cálculo da massa molar dos gases de escapamento.

$$MM_{ex} = \frac{MM_{HC} \times [HC]}{10^6} + \frac{MM_{CO} \times [CO]}{10^6} + \frac{MM_{CO_2} \times [CO_2]}{10^6} + \frac{MM_{NO_x} \times [NO_x]}{10^6} + \frac{MM_{H_2O} \times [H_2O]}{10^6} + MM_{N_2} \times \left(100 - \frac{[HC]}{10^6} - \frac{[CO]}{10^6} - \frac{[CO_2]}{10^6} - \frac{[NO_x]}{10^6} - \frac{[H_2O]}{10^6} \right) \quad (3.11)$$

Onde:

MMCO: massa molar do CO [Kg/kmol];
 MMCO₂: massa molar do CO₂ [Kg/kmol];
 MMHC: massa molar do C₃H₈ [Kg/kmol];
 MMH₂O: massa molar do H₂O [Kg/kmol];
 MMN₂: massa molar do N₂ [Kg/kmol];
 MMNO_x: massa molar do NO_x [Kg/kmol];
 MMex: massa molar dos gases de escapamento [Kg/kmol];
 [CO]: concentração em ppm de CO;
 [CO₂]: concentração em ppm de CO₂;
 [NO_x]: concentração em ppm de NO_x;
 [H₂O]: concentração em ppm de H₂O;
 [CO]: concentração em ppm de CO;

A medição dos hidrocarbonetos totais (THC) é feita por um analisador de ionização de chama (FID). O analisador de ionização de chama detecta a concentração de íons durante a combustão do gás em uma chama de hidrogênio. Essa concentração de íons é proporcional a concentração de hidrocarbonetos do gás queimados na chama. A Figura 3.41 mostra o esquema de funcionamento deste analisador.

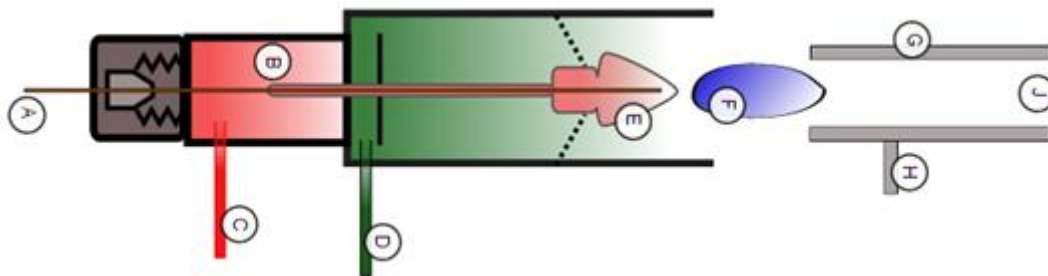


Figura 3.41 - Esquema de Funcionamento do analisador de ionização de chama (FID).

A amostra do gás a ser analisado é admitida em (A) e conduzida até o forno (B) do analisador, cuja função é impedir a condensação do gás da amostra. Nos condutos identificados pelas letras (C) e (D) são injetados hidrogênio e um oxidante, ar sintético. A chama (F), localizada em uma região onde existe uma diferença de potencial elétrico (E), queima a mistura de gases gerando íons, que são repelidos para a placa coletora (G). Esta placa contém um amperímetro que detecta os íons e gera um sinal que é enviado para um amplificador (H) e por fim para o software do analisador. Os produtos da queima são descartados no exaustor (J).

Como o analisador FID trabalha com uma chama estequiométrica, gases de exaustão com elevado teor de oxigenados (álcool não queimado e aldeídos) podem ter a concentração de hidrocarbonetos medida de forma errada, MELO (2012).

A concentração de CO e CO₂ é medida por um método denominado de NDIR, do inglês *non-dispersive infrared*.

Moléculas formadas de pelo menos dois átomos diferentes, tais como CO e CO₂ absorvem radiação infravermelha convertendo a energia desta onda em movimentos de vibração e rotação das moléculas. O método NDIR consiste em detectar a absorção de comprimentos de onda infravermelha característicos do gás que está sendo medido. O analisador destes gases possui um emissor de radiação infravermelha dotado de um filtro ótico que, em conjunto, emitem radiação infravermelha com comprimento de onda apropriado para ser absorvido pelo gás que se pretende medir. A concentração do gás é então determinada pela quantificação da energia infravermelha absorvida pela amostra.

O OBS 2200 utiliza um detector de quimiluminescência, emissão de luz desprovida de emissão de calor, para detectar a concentração de NO_x dos gases de exaustão. Através de uma sequência de reações químicas este analisador converte todo NO_x em NO, submetendo em seguida o NO formado a uma reação química com ozônio que emite luz. A quantidade de fótons gerada nessa reação é proporcional a concentração de NO_x na amostra possibilitando dessa forma a determinação de sua concentração.

O OBS 2200 possui quatro cilindros contendo misturas de gases usadas durante as medições e os procedimentos de calibração do equipamento, que deve ser realizado conforme manual do equipamento antes das medições. A composição dos gases nos cilindros depende da ordem de grandeza da concentração dos gases que se deseja medir, conforme pode ser visto na Tabela 3.5. Esta tabela informa também a concentração dos gases utilizados durante os testes realizados.

Uma vez que os ensaios feitos com o protótipo foram realizados com misturas pobres e que os catalisadores são projetados para trabalhar com eficiência máxima na mistura estequiométrica ($\lambda = 1,00 \pm 1\%$), decidiu-se realizar as medições das emissões de poluentes sem o uso do catalisador.

Tabela 3.5 Concentração do gases utilizados no OBS 2200.

Mistura de Gases	Faixas de Medição Pretendida	Concentração Utilizada nos Testes
Monóxido de Carbono (CO)	0-0,5% vol ou 0-10% vol	0,454% vol
Dióxido de Carbono (CO ₂)	0-5% vol ou 0-20% vol	18,03% vol
THC (Propano (C ₃ H ₈))	0-1000 ppm ou 0-10000 ppm	900 ppm
NO _x (Óxido Nítrico (NO))	0-100 ppm ou 0-3000 ppm	2710 ppm
Hélio/Hidrogênio	-	60% He, 40% H ₂ (vol)
Ar Sintético	-	80% N ₂ , 20% O ₂

3.4.4 Determinação das incertezas de medição

De acordo com as informações disponíveis, as incertezas de medição foram obtidas a partir da metodologia proposta por ALBERTAZI (2009), obtidas por calibração ou do manual do fabricante. A incerteza padrão da amostra e a incerteza combinada das grandezas medidas encontram-se publicadas no Apêndice I. Para assegurar uma elevada confiabilidade dos resultados, foram realizados três ensaios para cada teste. Para cada ensaio realizado programou-se o sistema de aquisição de dados para realizar cem (100) amostras durante o processo de medição dos parâmetros de desempenho e combustão e duzentas (200) amostras para as medições de emissões de poluentes.

3.4.5 Alinhamento do motor na bancada dinamométrica

O motor Ford Sigma 1.6 16V foi instalado na sala do dinamômetro W230, onde foi realizado o alinhamento, relativo ao paralelismo e a concentricidade, do eixo cardã que conecta o motor ao dinamômetro. A tolerância admitida para ambos é de 0,10 mm em relação ao dinamômetro. Antes que o alinhamento do motor seja efetuado, deve ser realizada a instalação de todos os sistemas e acessórios do motor. Segundo Baeta (2006) o escapamento não pode apresentar quaisquer interferências com os suportes de sustentação e deve estar suspenso na posição de operação.

3.5 ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS

O principal objetivo deste trabalho foi quantificar os ganhos (ou perdas) de desempenho de um motor de carga estratificada equipado com um sistema de ignição por lanças em relação ao mesmo motor dotado de sistema convencional de ignição operando com mistura homogênea e estequiométrica. Dessa forma foram escolhidos 9 pontos operacionais, caracterizados pela rotação e torque do motor, para os quais foram medidos os principais parâmetros de desempenho. Para quantificar o desempenho do motor, foram medidos o torque (Nm), a rotação (RPM), a vazão mássica de ar admitido (kg/h), o fator lambda, as temperaturas em graus Celsius ($^{\circ}\text{C}$) no escapamento, do ar admitido pelo motor, do óleo e do líquido de arrefecimento. Uma vez que a vazão mássica de combustível demandada pelo motor encontra-se fora da faixa de medição do medidor de vazão mássica de combustível da sala W230, esta foi calculada a partir do valor da vazão mássica de ar admitida pelo motor e do fator lambda. Para caracterizar as emissões de poluentes foram medidas as concentrações em percentual de volume dos seguintes gases, CO, CO₂, NO_x, THC e H₂O. Por fim foi medida a curva de pressão no interior do cilindro que foi usada para o cálculo dos parâmetros de combustão de interesse. Os pontos operacionais escolhidos para esta pesquisa encontram-se representados na Figura 3.42. É importante destacar que os torques de 44,4, 59,2 e 74 Nm correspondem respectivamente a uma pressão média efetiva no eixo de 3,49, 4,65 e 5,82 bar, respectivamente.

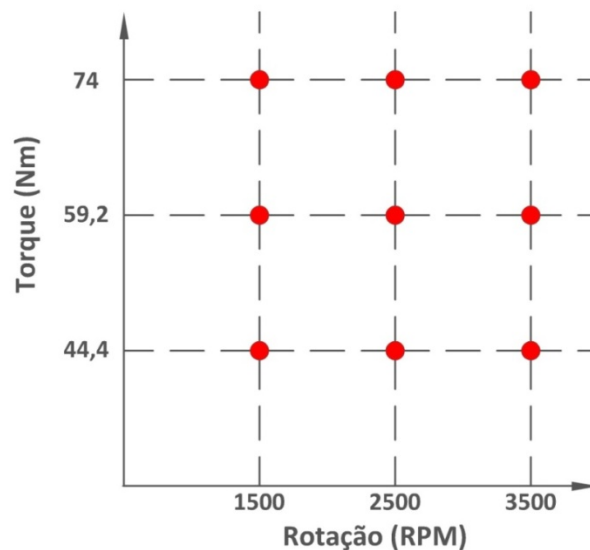


Figura 3.42 - Pontos operacionais dos testes realizados.

3.5.1 Primeira Etapa: Processo de calibração e ajuste do motor original

A primeira etapa de testes consistiu na realização da calibração e ajustes dos mapas de controle do motor original operando exclusivamente com E25, realizada segundo a metodologia descrita a seguir.

3.5.1.1 Metodologia de calibração e ajuste dos mapas de controle do motor original

O procedimento de ajuste dos parâmetros operacionais do motor controlados pela UCE é denominado de calibração. O processo de calibração consiste na elaboração de mapas, compostos por matrizes $M \times N$, que são preenchidas com valores para o controle de uma determinada variável, sendo as principais o tempo de injeção e o avanço de ignição em função da condição de operação do motor. Estas matrizes ou mapas de calibração são gerados de forma a correlacionar uma ou mais condições de funcionamento do motor com a variável a ser controlada. Os parâmetros que definem a condição de funcionamento do motor para controle do tempo de injeção e do avanço de ignição são a rotação e a carga do motor, mensurada neste trabalho pela pressão lida no coletor de admissão.

Nas matrizes de calibração geradas, os valores de rotação foram incrementados de 500 em 500 rpm, com exceção do primeiro passo cujo valor é dado pela diferença entre 1000 rpm e o valor adotado para a marcha lenta do motor, neste caso 750 rpm. Já os valores de carga, expressos pela pressão lida no coletor de admissão foram acrescidos em intervalos de 10 em 10 kPa.

As etapas do processo de calibração e ajuste do controle eletrônico do motor original são descritas a seguir. A Figura 3.43 mostra um fluxograma das etapas deste processo.

1- Configuração da UCE de acordo com as características físicas do motor, de seus sensores e atuadores e das estratégias de injeção e ignição utilizadas.

2- Usando como referência os mapas de calibração de motores semelhantes, estimaram-se os valores de IJPU, valor percentual do tempo base de injeção, e avanço de ignição para o preenchimento dos mapas principais de injeção e ignição, respectivamente. Valores conservadores foram utilizados nesta etapa inicial, isto é, misturas ricas e avanços de ignição menores.

Para os parâmetros de partida a frio do motor foram adotados os valores sugeridos por MoTeC (2012). A realização de um ajuste mais preciso para a partida a frio do motor foi realizado após a calibração e ajuste eletrônico do motor à temperatura de regime.

O recurso *trim* aplica correções em todo o mapa de injeção e ignição, sendo por isso uma importante ferramenta durante a tentativa de funcionar o motor pela primeira vez. Durante este procedimento deve-se observar que uma dificuldade de giro do motor pode estar associada a valores excessivos de avanço de ignição, assim como o cheiro de combustível e a presença deste no escapamento como um indicativo de mistura excessivamente rica.

O ângulo de injeção, referenciado pela MoTeC como o ângulo antes do PMS do tempo da compressão, deve ser ajustado de tal maneira que todo o combustível entre na câmara de combustão antes do fechamento da válvula de admissão, permanecendo o menor tempo possível nos coletores de admissão. Portanto para realização do seu ajuste deve-se inicialmente observar o ângulo de fechamento da válvula de admissão. Por essa razão o ângulo de injeção foi inicialmente ajustado para 150°, significando que a 150° APMS do tempo da compressão todo o combustível terá sido injetado no coletor de admissão. Deve-se chamar a atenção que a UCE foi configurada para referenciar a injeção de combustível pelo final do pulso de injeção.

Baeta (2006) propõe que o mesmo seja ajustado de forma a se obter o maior torque, pois esta condição proporciona o menor consumo específico de combustível uma vez que este é dado pela razão entre a vazão mássica de combustível e a potência produzida.

3- Esta etapa visa o fino ajuste do parâmetro *crank index position*. Ela consiste em verificar e corrigir um possível erro no valor da posição angular relativa entre a falha de dentes da roda fônica e o momento em que o dente que indica o PMS do primeiro cilindro encontra-se alinhado com a linha de centro do sensor de rotação. O objetivo desta verificação é garantir que os valores de avanço de ignição e injeção sejam corretamente apresentados pela UCE na tela do software com o motor em funcionamento. Embora o primeiro ajuste deste ângulo seja realizado com o motor estático, é necessário que seja realizado a sua verificação na tela do software com o motor em funcionamento, visando compensar o atraso devido ao processamento dos sinais na UCE, BAETA (2006).

Na caixa de diálogo *crank index position*, localizada dentro do menu *ignition* é possível comandar um determinado ângulo de ignição. Com auxílio de um goniômetro e de uma lâmpada estroboscópica conectada ao cabo da vela do 1º cilindro, pode-se verificar com quantos graus de avanço APMS o motor se encontra e comparar com o valor ajustado pelo software, possibilitando acertar o valor do ângulo de referência.

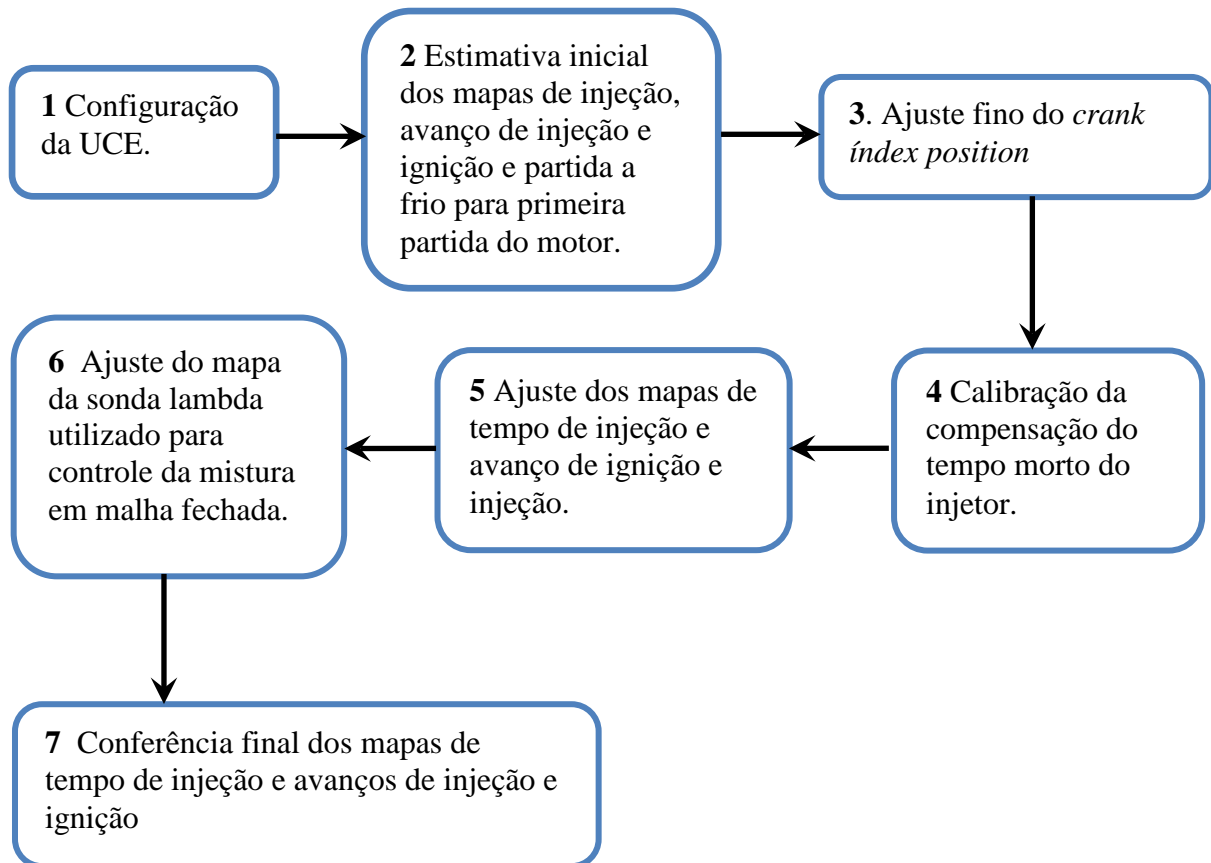


Figura 3.43 – Fluxograma das etapas de calibração do motor original.

4- O ajuste da compensação do tempo morto do injetor consiste em corrigir o tempo de injeção em função da variação da tensão da bateria.

Baeta (2006) sugere que a tabela de compensação do tempo morto do injetor seja verificada com o motor em funcionamento na rotação de torque máximo do motor a plena carga, uma vez que esta condição representa a situação de operação do motor onde o mesmo apresenta maior sensibilidade as variações do tempo de injeção. Neste teste, varia-se a tensão da fonte e realiza-se a correção do tempo de injeção de forma que o fator lambda permaneça invariável.

5- Em seguida, realizou-se o ajuste inicial de todo o mapa de controle do tempo de injeção e avanço de ignição. Para realização destes ajustes atuou-se no controle do dinamômetro de

forma a estabilizar o motor na condição de funcionamento que coincida exatamente com os valores nominais do mapa de controle, a saber, rotação e carga. Uma vez que os valores contidos nos mapas de injeção e ignição são valores estimados, pode ser necessária a realização de ajustes em tempo real no tempo de injeção para que se consiga estabilizar o motor na condição de operação desejada. Não apenas neste momento, mas em todo o processo de calibração, deve-se constantemente observar os valores do fator lambda, da temperatura dos gases de escapamento e da curva de pressão no cilindro a fim de monitorar a ocorrência da detonação. Destaca-se que os limites de segurança devem estar corretamente implementados no software de controle do dinamômetro, STARS, que efetuará o desligamento do motor, de forma apropriada, caso qualquer parâmetro de funcionamento do mesmo ultrapasse o valor limite ajustado pelo operador. Com o motor estabilizado na condição de operação desejada, dá-se início a um processo interativo de ajustes do tempo de injeção, avanço de ignição e avanço de injeção.

Enfatiza-se que os ajustes do tempo de injeção devem começar com valores conservadores, visando a formação de uma mistura rica e ângulos de ignição relativamente distantes do limite de detonação. Para uma dada condição de operação do motor, os ajustes de tempo de injeção e avanço de ignição ocorrerão de forma interativa. Somente após o primeiro ajuste grosseiro, pode-se realizar o ajuste fino do tempo de injeção e avanço de ignição visando à obtenção do objetivo estipulado.

É recomendado que os ajustes sejam feitos por coluna (% carga) ou por linha (rpm), mas deve-se manter um padrão. Neste trabalho, os ajustes dos mapas do tempo de injeção e do avanço de ignição foram realizados por coluna.

Deve-se lembrar de que os pontos próximos ao ponto calibrado influenciam o mesmo, então, quando se faz o ajuste de um ponto é aconselhável que se alterem os valores dos pontos vizinhos para valores razoáveis e coerentes.

O processo de calibração e ajuste eletrônico do motor original foi realizado para toda faixa operacional do motor, tendo seu início na rotação de marcha lenta e seu final a 6250 rpm. Os mapas gerados visaram a obtenção do máximo torque (MBT) com mistura estequiométrica.

Para uma posição de borboleta constante e correspondente a uma pressão de 70 kPa no coletor de admissão, a Figura 3.44 mostra o torque do motor original em função do avanço de

ignição. Neste gráfico identifica-se o ponto onde o MBF 50% foi de 8° depois do ponto motor superior, DPMS.

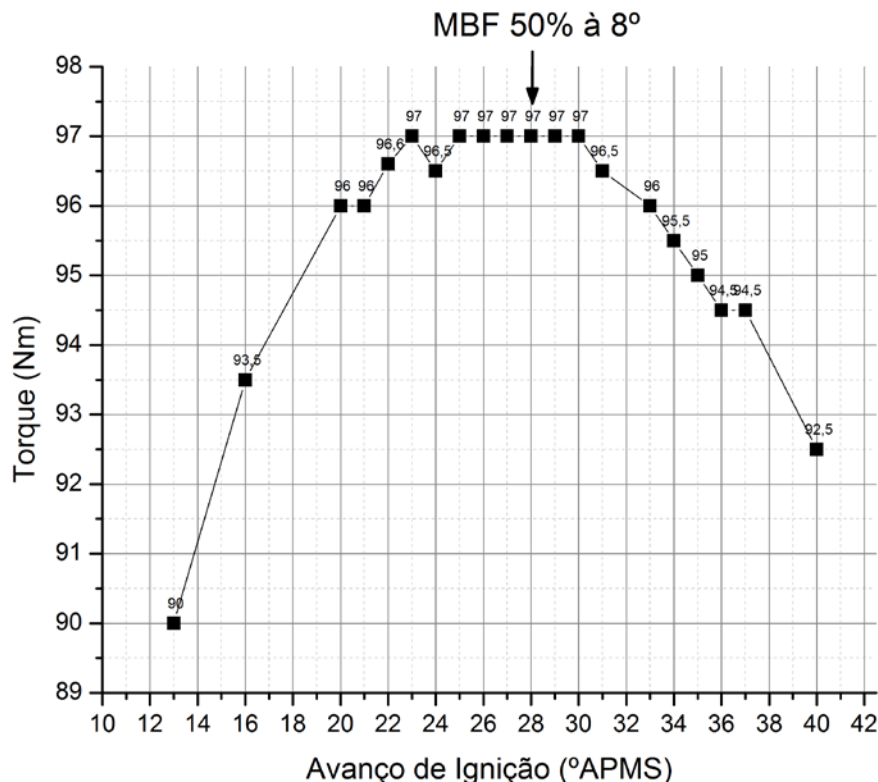


Figura 3.44 - Torque versus avanço de ignição e MBF 50% para 4500 RPM e 60% de torque máximo do motor original.

A Figura 3.43 mostra que para um avanço de 13° obtém-se 90 Nm de torque e que este cresce até 97 Nm à medida que se aumenta o avanço de ignição até 22,5°. A partir desse ponto aumenta-se o avanço de ignição mas o torque permanece constante em 97 Nm, começando a sofrer uma redução quando o valor de avanço atinge 31°. Assim para um intervalo de valores de avanço de ignição de 22,5° a 31° de avanço de ignição não houve variação do torque máximo produzido pelo motor. Nesta figura pode-se observar que o MBF 50% a 8° ocorre para um avanço de ignição de 28°, valor relativamente próximo do valor central do intervalo de avanços (26,75°) para os quais o MBT ocorre. Como esse comportamento se repete para outras cargas e rotações do motor, a AVL sugere calibrar o avanço de ignição que proporciona um MBF 50% de 8°. Neste trabalho esse procedimento não foi utilizado para determinação do avanço de ignição, apenas como ponto inicial para calibração do mesmo. Estabeleceu-se o critério de ajustar o avanço de ignição para o menor valor de avanço

acrescido de um grau que proporcionasse o MBT. Assim para a condição de operação de 4500 rpm e 60% de torque máximo o avanço calibrado para o motor original foi de 24°.

A fim de não permitir que a temperatura dos gases de escapamento ultrapassassem os 875°C, sempre que necessário aumentou-se o avanço de ignição até o aparecimento do fenômeno da detonação ou a ocorrência da perda de torque. Nos casos em que não foi possível reduzir a temperatura do escapamento aumentando-se o avanço de ignição, realizou-se o enriquecimento da mistura, ação que promove a perda de eficiência térmica, apesar de resultar em ganho de torque.

6- A UCE MoTeC M800 oferece a opção do controle da injeção de combustível em malha fechada. Este controle pode ser realizado via sonda lambda do tipo banda estreita ou do tipo banda larga. Conforme o tipo de sensor escolhido para realização do controle em malha fechada, os valores inseridos na tabela têm significados distintos. Caso esteja sendo utilizado um sensor do tipo banda estreita, valores nulos na tabela, isto é, iguais a zero, desabilitarão o controle em malha fechada. Valores diferentes de zero habilitarão o controle para lambda estequiométrico. Caso o sensor utilizado seja do tipo de banda larga, valores nulos desabilitarão o controle de malha fechada, enquanto valores diferentes de zero habilitarão o controle de malha fechada para mistura, cujo valor de referência para o fator lambda é o valor digitado na tabela. A Figura 3.45 mostra o mapa da sonda lambda e o caminho através do qual o mesmo é acessado.

Destaca-se que durante o ajuste do mapa do tempo de injeção de combustível, a sonda lambda é automaticamente desabilitada, mesmo estando instalada e configurada para atuar naquele ponto. O seu funcionamento volta ao normal quando se retorna a tabela de avanço de ignição.

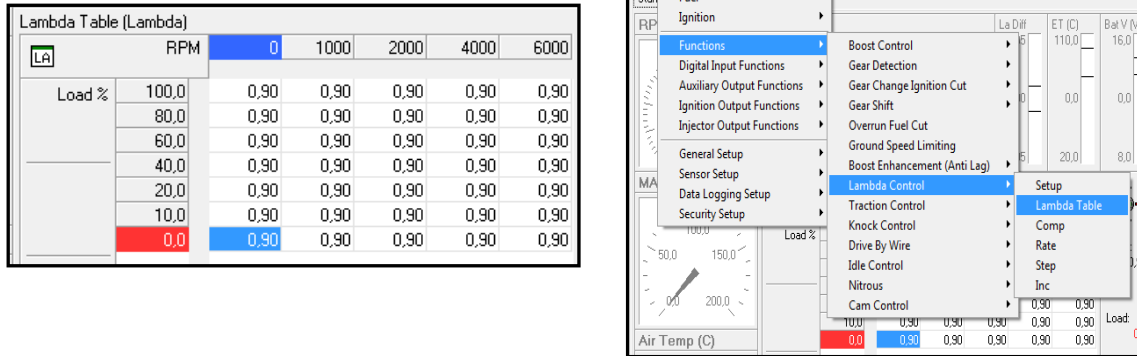


Figura 3.45 - (a) Tabela para controle de malha fechada do fator lambda, (b) caminho de acesso para tabela de controle do fator lambda.

7 – A fim de se avaliar o impacto do controle do fator lambda em malha fechada foi realizado no final do processo de calibração uma conferência do ajuste final de todos os pontos do mapa de tempo de injeção de combustível e do mapa de avanço de ignição.

3.5.2 Segunda Etapa: Medição dos parâmetros de desempenho, emissões e combustão

A segunda etapa consistiu na caracterização do desempenho do motor original operando com E25, que foi realizada da seguinte forma:

- 1 Aquecimento e estabilização da temperatura do líquido de arrefecimento do motor a 90°C.
- 2 Inicialização, aquecimento e calibração do sistema de medição de gases HORIBA OBS 2200.
- 3 Conferência das informações do arquivo de parâmetros do sistema de aquisição de dados de pressão no cilindro AVL Indimodul.
- 4 Estabilização do motor no primeiro ponto operacional (torque e rotação) de interesse, com o dinamômetro no modo de controle *throttle speed*.
- 5 Início simultâneo no processo de aquisição dos dados de desempenho, emissões de poluentes e pressão no cilindro.
- 6 Repetição dos itens 4 e 5 para os outros pontos operacionais de interesse.

Destaca-se que a estabilização do motor no ponto operacional de interesse e a medição dos parâmetros de desempenho do motor poderiam ter sido feitas de forma automática. Para isso

teria sido necessário programar uma rotina de testes no software de controle do banco de provas, *STARS*, utilizando o modo de controle *torque speed*. Quando o modo de controle *torque speed* é selecionado o usuário fornece ao sistema de controle do dinamômetro o torque e a rotação do ponto operacional pretendido e o sistema de automação do banco de prova controla o percentual de abertura da borboleta do motor necessário para que o motor atinja condição estipulada. Em testes preliminares observou que, por razões de controle, o sistema de automação não foi capaz de estabilizar o motor de forma satisfatória no ponto de operação desejado. Durante a utilização do modo de controle, *torque speed*, constatou-se uma variação do valor do torque de $\pm 2\text{Nm}$ em torno do valor estabelecido e em decorrência deste fato uma constante ação do sistema de controle do banco de provas visando estabelecer o motor no torque requerido. Como consequência desta ação de controle ocorreu constantemente uma movimentação da borboleta de aceleração, ora abrindo para aumentar o torque produzido pelo motor, ora fechando para reduzi-lo. Uma vez que a constante movimentação da borboleta de aceleração provoca uma grande variação no valor da covariância do IMEP, optou-se em realizar a estabilização do motor no ponto operacional através do modo de controle *throttle speed*, fato que impossibilitou a automação dos testes realizados.

Visando obter uma elevada confiabilidade para as medições realizadas neste trabalho, programou-se, nos sistemas de aquisição de dados dos sistemas de medições, a realização de um elevado número de amostras em cada ensaio. Para os parâmetros de eixo e combustão foram coletadas cem (100) amostras e para os dados de emissões duzentas (200) amostras. Destaca-se ainda que o início do processo de aquisição de dados sempre ocorreu 180 segundos após a estabilização do motor na condição desejada.

Temperatura, pressão e umidade relativa do ar admitido pelo motor foram constantemente medidas de forma a permitir que os dados de potência e torque pudessem ser corrigidos de acordo com a norma ABNT 1585.

3.5.3 Terceira Etapa: Processo de calibração e ajuste do protótipo e medição dos parâmetros de desempenho, emissões e combustão

A terceira etapa consistiu na realização da calibração e ajustes dos mapas de controle do protótipo e na caracterização do seu desempenho operando com E25. Esta etapa foi realizada segundo a metodologia descrita a seguir, que pode ser vista no fluxograma da Figura 3.46.

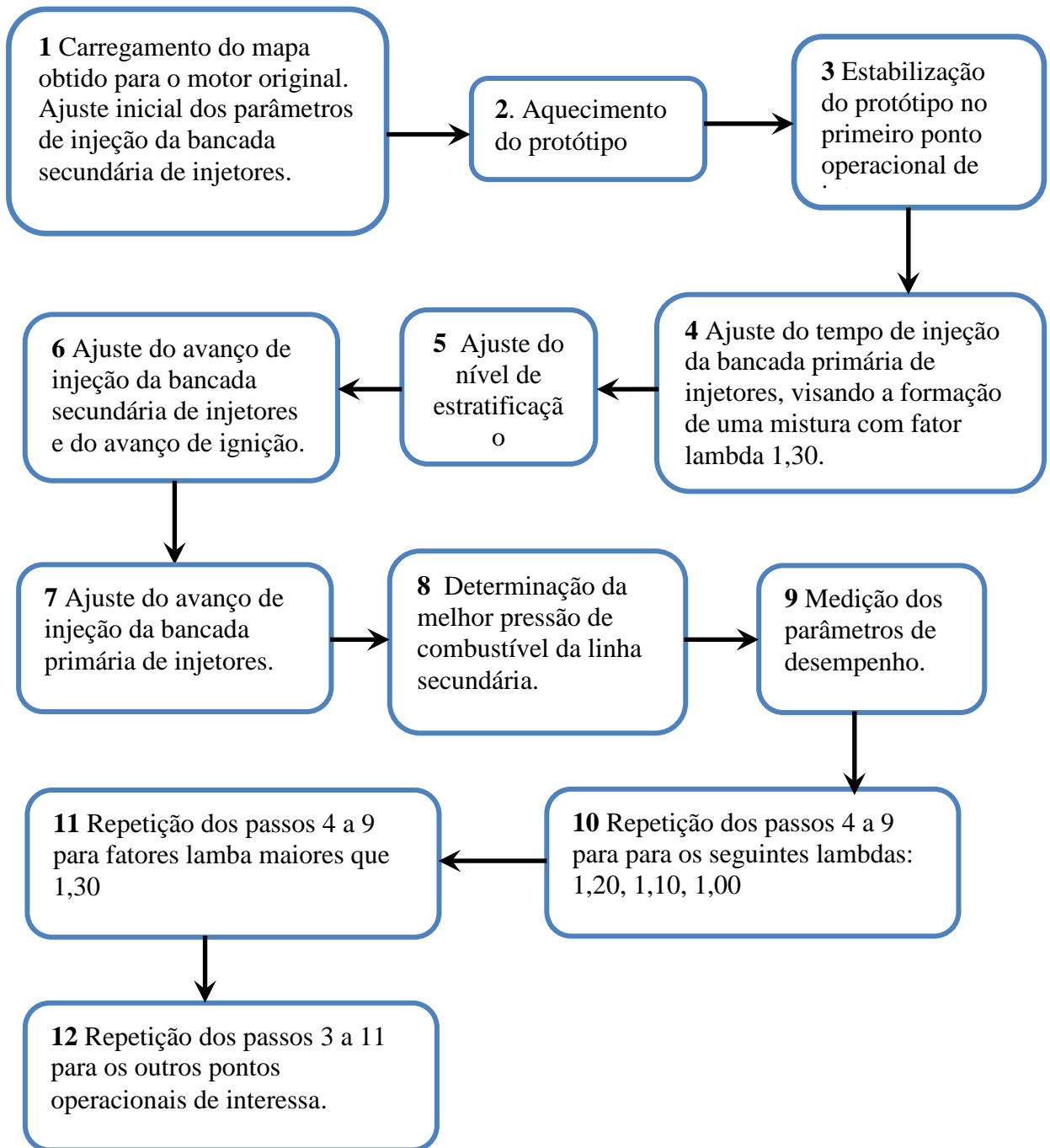


Figura 3.46 – Fluxograma das etapas de calibração do protótipo.

1. Dá-se início ao processo de calibração do protótipo carregando-se o mapa de calibração obtido para o motor original. Em seguida ajusta-se a pressão de combustível da linha de alimentação da pré-câmara para 6 MPa, o tempo e o avanço de injeção dos eletroinjetores secundários respectivamente para 0,5 ms e 30°APMS de compressão.

2. Realiza-se o processo de aquecimento do protótipo estabilizando a temperatura do líquido de arrefecimento em 90°C.
3. A partir de uma mistura mais rica e avanços de ignição conservadores, estabiliza-se o protótipo no primeiro ponto de operação de interesse.
4. Em seguida ajusta-se o tempo de injeção de combustível na câmara principal de forma a se obter um fator lambda global de 1,30 para início do processo de calibração. O empobrecimento da mistura deve ser realizado de forma gradual. A fim de se manter o torque e a rotação do motor constantes deve ser realizado de forma simultânea ao empobrecimento da mistura a abertura da borboleta. O valor da covariância do IMEP deve ser monitorado durante o processo de diluição da mistura, respeitando se o valor máximo estabelecido de 3,5%.
5. Mantendo-se o fator lambda global constante, o nível de estratificação da mistura entre a pré-câmara e a câmara principal é ajustado através da calibração dos tempos de injeção dos injetores primários e secundários de forma a buscar os menores valores de consumo específico e covariância do IMEP.

A covariância do IMEP, obtida pela razão entre o desvio padrão e a média, quantifica a variabilidade cíclica do motor. A Figura 3.47 mostra a curva de pressão máxima, média e mínima para uma condição de operação do motor com covariância do IMEP igual a 2,0. A redução da covariância do IMEP proporciona um aumento da pressão média do ciclo e consequentemente do torque produzido, sem que se tenha alterado a vazão de combustível. Desta forma, uma redução da covariância do IMEP proporciona ganhos de eficiência térmica do motor. Assim o constante monitoramento da covariância do IMEP contribui durante o processo de calibração e ajuste do controle eletrônico do motor para obtenção do menor consumo específico de combustível e máxima eficiência térmica.

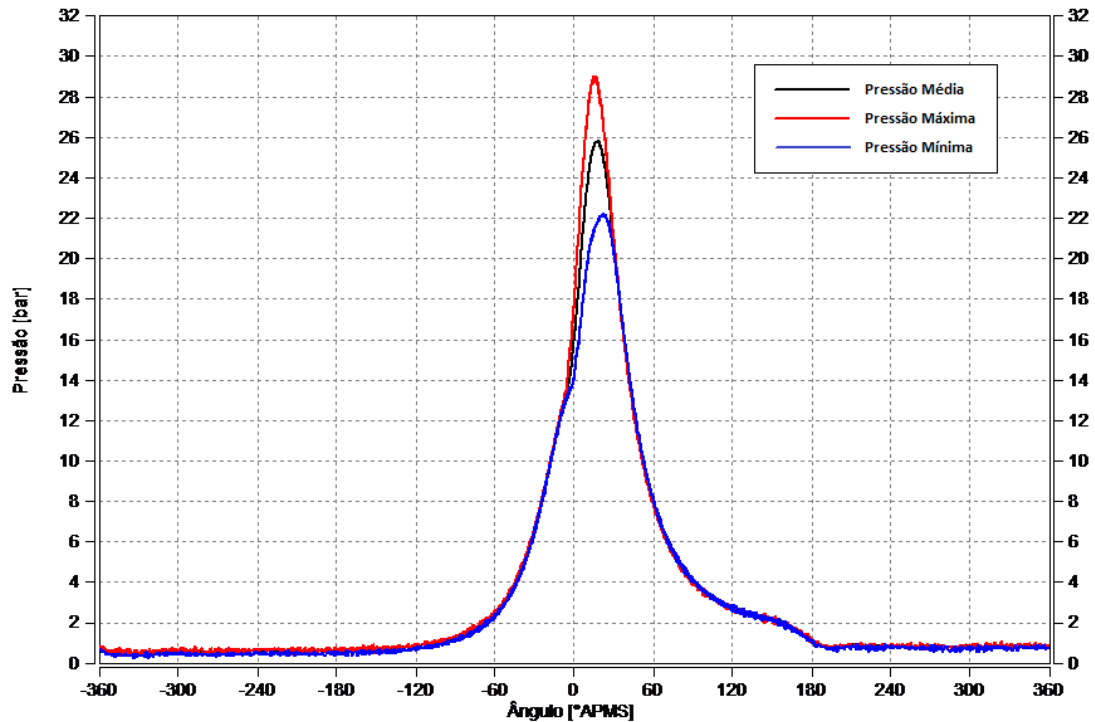


Figura 3.47 – Gráficos das curvas de pressão máxima, média e mínima para uma covariância do IMEP de 2,0 em função do ângulo do virabrequim.

6. Observando os valores de torque, consumo específico de combustível, MBF 50% e da covariância do IMEP ajusta-se o avanço de injeção da pré-câmara e o avanço de ignição.

É importante observar que o avanço de injeção deve ser menor que o avanço de ignição, de tal forma que a centelha elétrica ocorra após a injeção de combustível na pré-câmara.

A injeção de combustível na pré-câmara ocorre durante a fase de compressão do motor, momento onde esta acontecendo admissão de mistura ar combustível na mesma proveniente da câmara principal. Este escoamento de mistura proveniente da câmara principal aumenta o índice de turbulência na pré-câmara e favorece a homogeneização da mistura durante a injeção de combustível. Desta forma percebe-se que o avanço de injeção na pré-câmara determinará o tempo disponível para homogeneização da mistura nela, fato que influenciará a qualidade e eficiência do processo de combustão.

7. Ajuste do avanço de injeção na câmara principal visando minimização do consumo específico de combustível e da covariância do IMEP.

8. Variando-se a pressão de combustível da linha de alimentação da pré-câmara de 3 a 10 MPa com incrementos de 1 em 1 MPa, repete-se os passos de 3 a 6 a fim de se determinar a pressão de combustível que proporciona o menor consumo específico de combustível.

Vale ressaltar que o aumento da pressão de combustível reduz o tamanho de gota de combustível melhorando a atomização do mesmo e o processo de formação da mistura ar combustível. Entretanto o aumento da pressão de combustível requer um aumento da potência de acionamento da bomba de combustível de alta pressão, geralmente acionada através do comando de válvulas. Desta forma, no processo de calibração da pressão de combustível busca-se a melhor relação entre o benefício obtido no processo de atomização do combustível, pela redução do diâmetro de gota, e o custo energético para se aumentar a pressão de injeção. Como neste trabalho a bomba de combustível de alta pressão não é acionada pelo protótipo mas por um motor elétrico externo, não será possível medir o efeito do custo energético de acionamento da bomba de alta pressão no consumo específico de combustível do protótipo.

9. Realiza-se a aquisição dos parâmetros de desempenho para a melhor configuração de operação obtida.
10. Repetição dos passos 4 a 9 ajustando se o tempo de injeção na câmara principal de forma a se obter um fator lambda global de 1,20, 1,10 e 1,00.
11. Repetição dos passos 4 a 9 ajustando se o tempo de injeção na câmara principal de forma a incrementar em 0,05 o fator lambda global, ajustado inicialmente, no passo 4, em 1,30. A máxima diluição da mistura será determinada pelo valor máximo limitado a 3,5% para a covariância do IMEP, checado sempre ao final do passo 4.
12. Repetição dos passos 3 a 11 para os outros pontos operacionais de interesse.

3.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A METODOLOGIA

O projeto e a construção do protótipo de motor multicilindro dotado de sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada, a partir da metodologia proposta, mostrou-se eficaz e permitiu a realização de todos os ensaios necessários a caracterização do desempenho do mesmo.

A UCE, MoTeC M800, escolhida para realização do controle do motor foi capaz de gerenciar todos os parâmetros de funcionamento do protótipo, sendo possível controlar de forma plena os parâmetros de injeção de combustível nas pré-câmaras.

As metodologias de calibração e ajuste do controle eletrônico do motor e aquisição de dados realizadas, tanto para o motor original quanto para o protótipo, mostraram ser eficientes ao produzirem uma massa de dados adequada em tamanho e confiabilidade para caracterização do desempenho do motor original e do protótipo.

CAPÍTULO 4

Resultados e Análises

4.1 INTRODUÇÃO

Além dos resultados dos testes para caracterização do desempenho do protótipo, são apresentados como resultados neste capítulo a pré-câmara de combustão, o novo cabeçote, o sistema de alimentação de combustível das pré-câmaras e a configuração final do protótipo de motor dotado de ignição por lança chamas, projetado e construído a partir do motor Ford Sigma 1.6 16V, denominados respectivamente de motor original e protótipo. Contudo, os resultados mais relevantes dessa pesquisa foram o desenvolvimento de uma metodologia criteriosa para a calibração e ajuste do protótipo de motor com pré-câmara de combustão e injeção direta de combustível, a caracterização do desempenho do protótipo e a análise dos parâmetros de combustão. Estes por sua vez constituem o ponto chave dessa pesquisa e sem dúvida são a maior contribuição para a comunidade científica. São apresentados, comparados e analisados o consumo específico de combustível, a eficiência térmica, as emissões de poluentes e os principais parâmetros de combustão do motor original operando com E25 e mistura estequiométrica e do protótipo operando com E25 e carga estratificada para os seguintes lambdas: $\lambda = 1,00$, $\lambda = 1,10$, $\lambda = 1,20$ e $\lambda = 1,30$.

São quantificados os ganhos de desempenho obtidos a partir da implementação do sistema de ignição por lança chamas operando com carga estratificada com diferentes fatores lambda em relação ao motor original operando sempre com mistura estequiométrica. Nesta análise, o motor original foi identificado pela palavra *original* ou pela letra *O*, enquanto que o protótipo pela letra *E* seguida pelo fator lambda de operação do teste. Desta forma a legenda *E λ 1,30* significa que os valores representados no gráfico ou na tabela correspondem ao desempenho

do protótipo operando com carga estratificada e fator lambda de 1,30. O fenômeno da detonação, monitorado através da leitura da curva de pressão da câmara de combustão, não ocorreu em nenhum dos nove (9) pontos de operação do motor e do protótipo, permitindo desta forma a operação dos mesmos em torque máximo, MBT.

O Apêndice I apresenta tabelas contendo os dados das principais grandezas medidas durante os ensaios em banco de provas. Neste apêndice também são publicados a incerteza padrão e combinada da amostra das grandezas medidas. A elevada confiabilidade dos resultados apresentados neste trabalho resulta da elevada qualidade dos sistemas de medição utilizados, do elevado número de amostras realizados em cada ensaio e pelo fato de ter-se iniciado o processo de aquisição de dados sempre 180 segundos após o motor ter sido estabilizado no ponto de operação de interesse.

4.2 PROTÓTIPO CONSTRUÍDO

A Figura 4.1 apresenta uma fotografia pré-câmara de combustão, construída conforme projeto e metodologia apresentados no capítulo 3.



Figura 4.1 - Pré-câmara de combustão.

A Figura 4.2 mostra uma foto das pré-câmaras montadas no cabeçote do protótipo. Nesta figura pode se ver as pré-câmaras (1), as velas de ignição (2) e os eletroinjetores de injeção direta (3).

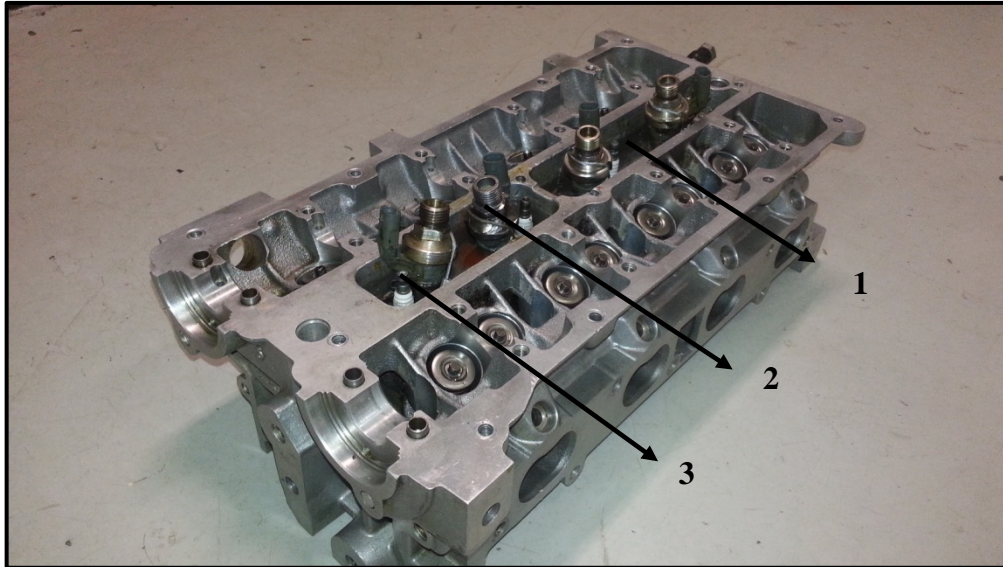


Figura 4.2 - Pré-câmaras com velas de ignição e eletroinjetores montadas no cabeçote.

Na Figura 4.3 pode-se ver o novo cabeçote montado no motor com as quatro pré-câmaras (1) e todos os seus componentes, vela de ignição (2), eletroinjetor (3) e mangueira de alimentação de combustível (4). Para melhor visualização do cabeçote, este se encontra sem a tampa do comando de válvulas.

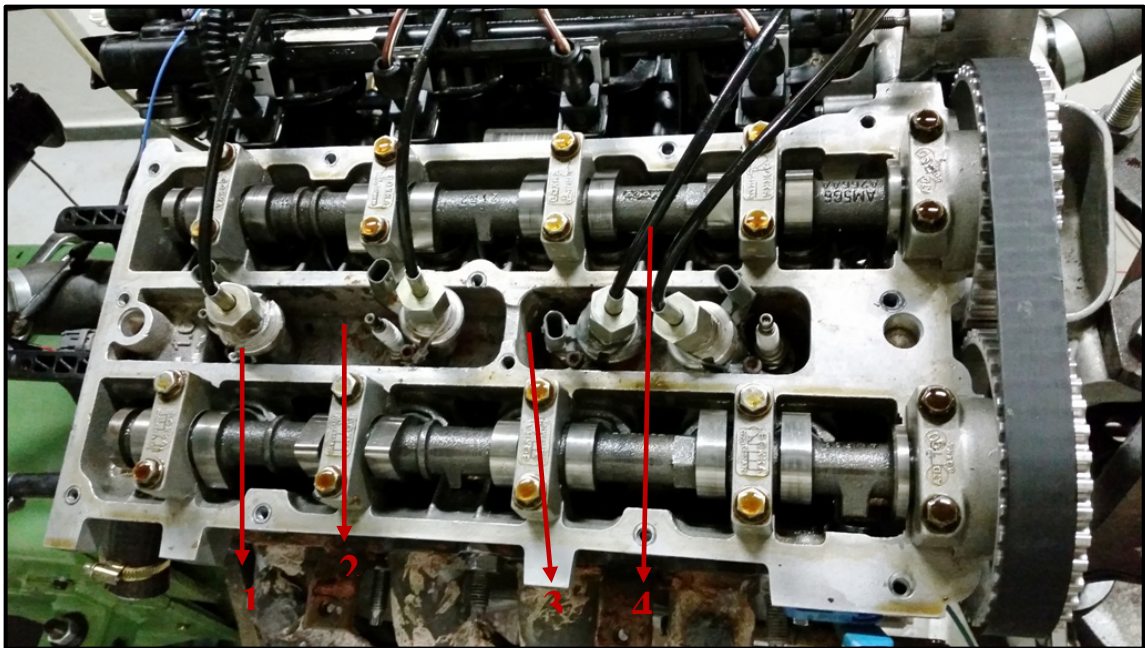


Figura 4.3 - Protótipo em sua configuração final, sem a tampa do comando de válvulas.

Por fim apresenta-se na Figura 4.4 o protótipo em sua configuração final, apto para funcionamento.

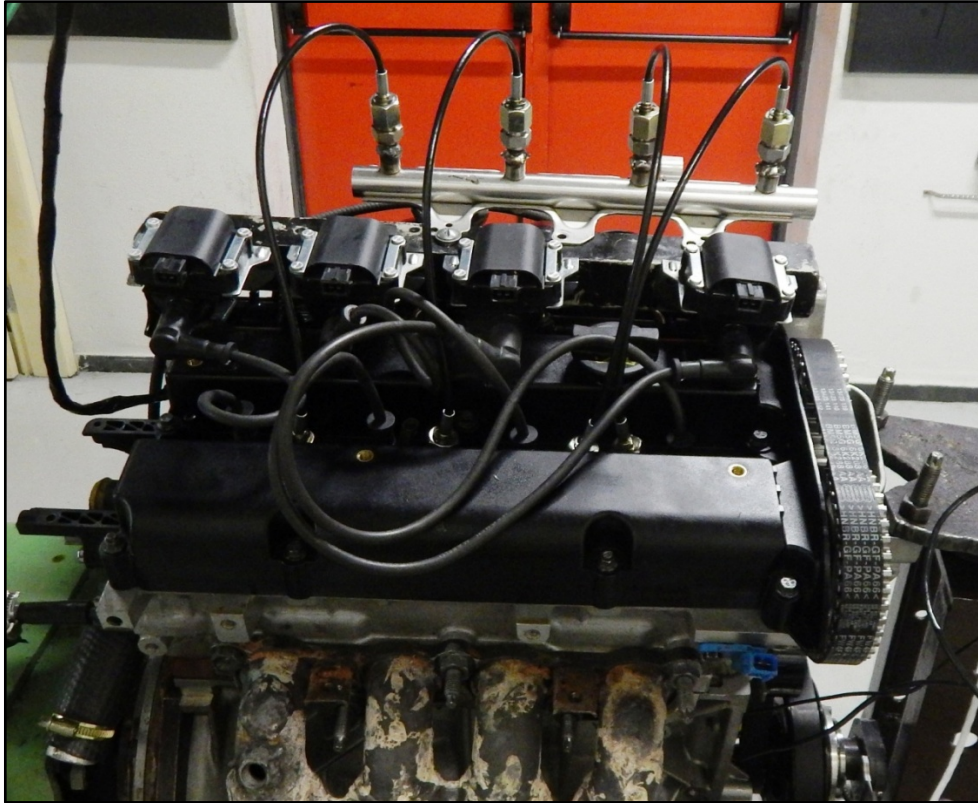


Figura 4.4 - Protótipo em sua configuração final.

4.3 RESULTADOS DE DESEMPENHO DO PROTÓTIPO

Os resultados de desempenho, emissões de gases e dos principais parâmetros de combustão do protótipo são apresentados a seguir. Destaca-se que as linhas dos gráficos utilizados para apresentação dos resultados não representam valores medidos, sendo estes indicados pelos símbolos, conforme legenda do gráfico.

4.3.1 Resultados da calibração do protótipo alimentado com E25

Uma vez que não se encontra disponível na literatura uma metodologia de calibração e ajuste dos parâmetros do sistema de controle da injeção de combustível e de ignição da mistura ar combustível de um motor dotado de ignição por lanças operando com carga estratificada, foi realizado um estudo da influência de alguns dos principais parâmetros de funcionamento do protótipo sobre o seu consumo específico de combustível.

4.3.1.1 Consumo específico de combustível em função da pressão de combustível na linha secundária

A partir dos experimentos realizados observou-se que o consumo específico de combustível teve um pequeno aumento com a elevação da pressão de injeção de combustível da linha de alimentação das pré-câmaras. A Figura 4.5 mostra o consumo específico de combustível (g/kWh) versus a pressão de combustível da linha secundária para 3500 RPM e 47% do torque máximo. Verificou-se um aumento de 1,35% quando a pressão de combustível foi elevada de 30 para 90 bar. Esta elevação no consumo específico de combustível pode estar associada ao aumento da penetração do *spray* de injeção decorrente do aumento da pressão de injeção, fato que pode favorecer a formação de filme fluido nas paredes da pré-câmara.

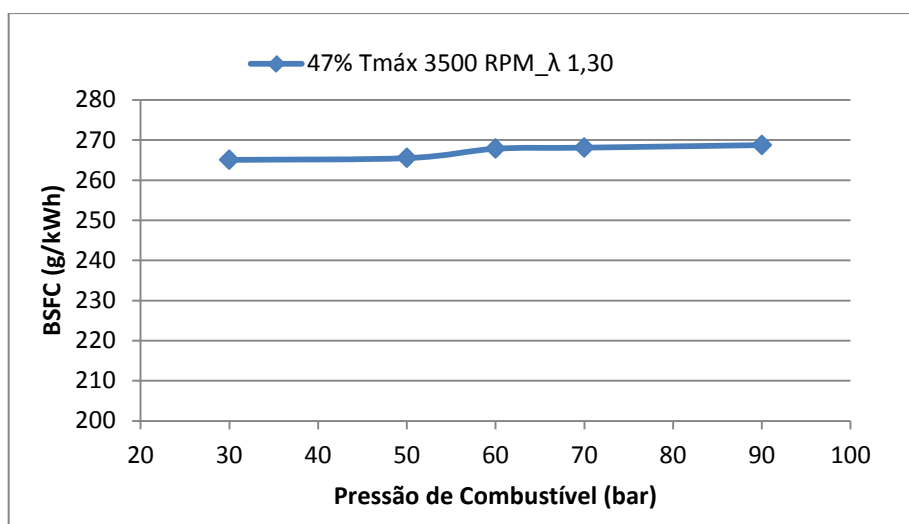


Figura 4.5 - Influência da pressão de combustível da linha secundária no consumo específico do protótipo para 47% de torque máximo e 3500 RPM.

O comportamento qualitativo do consumo específico de combustível em função da pressão de combustível, para os outros pontos operacionais de interesse, foi similar ao apresentado para o ponto operacional mostrado na Figura 4.7. Desta forma foi utilizada uma pressão de combustível de 30 bar na linha secundária para todos os nove (9) pontos operacionais estudados nesse trabalho. Seria importante realizar ensaios para pressões de combustível inferiores a 30 bar, a fim de se detectar o valor da pressão de injeção para qual ocorre a deterioração do processo de formação da mistura ar combustível decorrente do aumento excessivo do diâmetro de gota e da baixa penetração do *spray*.

4.3.1.2 Consumo específico de combustível em função do fator lambda teórico na pré-câmara.

Neste trabalho não foi medido o campo da distribuição espacial do fator lambda no interior da câmara principal. Entretanto, a partir do valor da razão ar combustível global e da quantidade de combustível injetada na pré-câmara foi possível calcular o fator lambda teórico na pré-câmara de combustão. Este cálculo foi realizado considerando que a pré-câmara admite uma mistura ar combustível com fator lambda igual ao global, sendo em seguida enriquecida pela adição de combustível proveniente do eletroinjetor secundário. Dessa forma foi possível gerar o gráfico apresentado na Figura 4.6, que mostra o consumo específico de combustível em função do fator lambda teórico na pré-câmara.

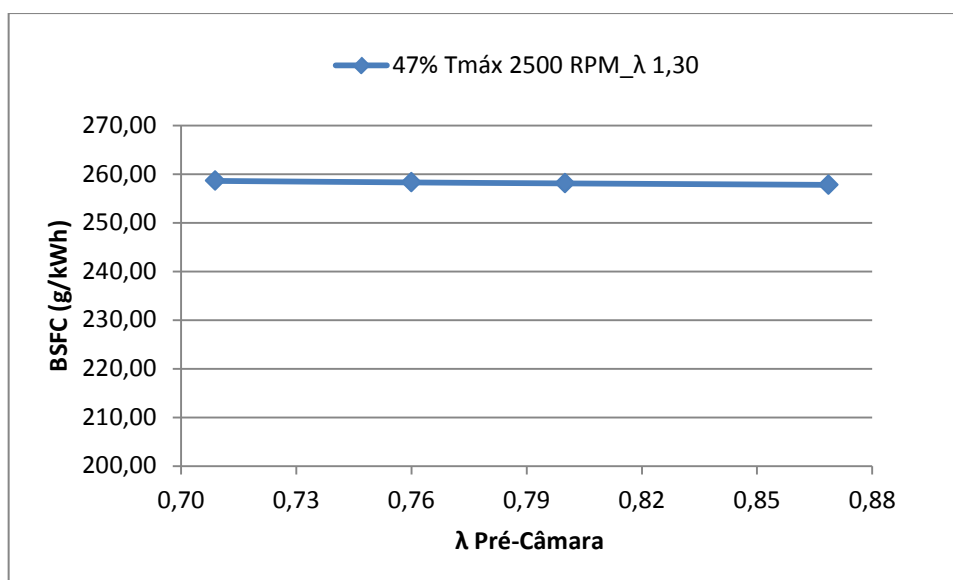


Figura 4.6 - Consumo específico de combustível em função do fator lambda teórico na pré-câmara.

Com a pressão de combustível da linha secundária ajustada para 30 bar, variou-se o tempo de injeção da pré-câmara de 0,5 ms a 2,00 ms, obtendo um fator lambda teórico na pré-câmara de 0,87 e 0,71, respectivamente. A análise do gráfico contido na Figura 4.6 mostra, para a condição de 2500 rpm e 47% de torque máximo, uma pequena redução do consumo específico de combustível (0,31%) na medida em que se aumenta o fator lambda teórico na pré-câmara.

A pequena variação percentual do consumo específico de combustível, que se encontra dentro da incerteza da medição, é justificada pela pequena variação percentual de combustível

fornecido na pré-câmara em relação ao montante total. Outro fator que contribui para esse comportamento é a existência de um escoamento de combustível da pré-câmara para a câmara principal, fruto da elevada energia cinética e de pressão do jato de combustível. Este escoamento de combustível para a câmara principal aumenta o fator lambda teórico na pré-câmara, de forma que o valor mínimo e máximo fique mais próximo do estequiométrico reduzindo assim a influência do tempo de injeção na pré-câmara na inflamabilidade da mistura ali contida e consequentemente na covariância do IMEP.

É importante destacar que o tempo máximo de injeção foi limitado a 2,00 ms pelo valor máximo da covariância do IMEP e o tempo mínimo de injeção em 0,5 ms para garantir a refrigeração da ponta do eletroinjeter evitando dessa forma o risco de fusão da mesma.

4.3.1.3 Consumo específico de combustível em função do avanço de injeção de combustível na pré-câmara.

Realizou-se também, durante a calibração e ajuste do controle eletrônico do protótipo, um estudo sobre a influência do ângulo de avanço de injeção no consumo específico de combustível. Constatou-se rapidamente que a utilização de um ângulo de injeção de combustível menor que o ângulo de avanço de ignição promove a ocorrência frequente de falha de ignição, quando o protótipo opera com fator lambda 1,30. A Figura 4.7 mostra um gráfico do consumo específico de combustível em função do ângulo de avanço de injeção na pré-câmara, para a condição de 47% de torque máximo, 2500 rpm e fator lambda de 1,30. Com o avanço de ignição ajustado para 25°, variou-se o avanço de injeção de 30 a 90° APMS de compressão e observou-se a ocorrência de um ponto de mínimo para 60° de avanço de injeção.

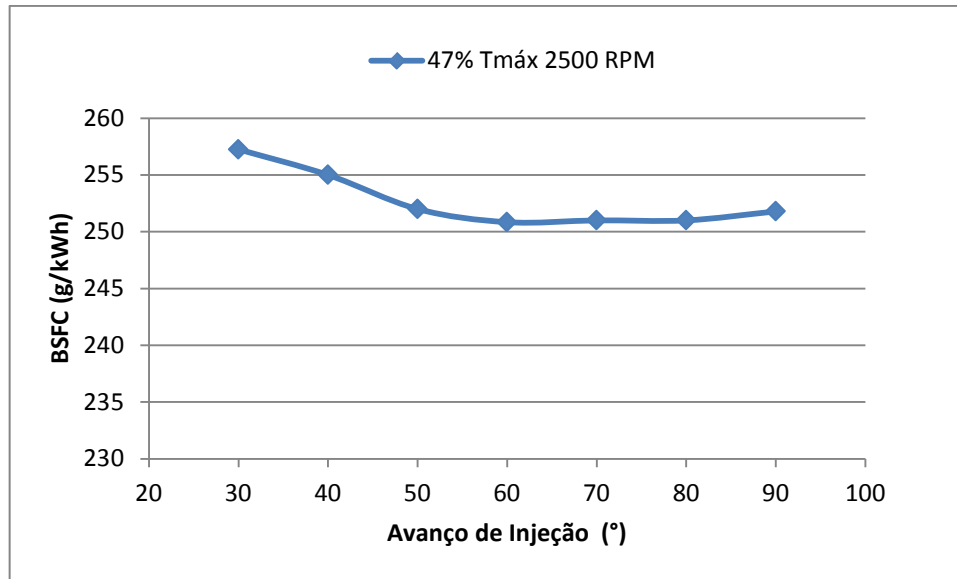


Figura 4.7 - Consumo específico versus avanço de injeção da bancada secundária para 47% de torque e 2500 RPM.

Este resultado pode estar associado a dois fatores: ao tempo necessário a homogeneização da mistura em uma região próxima à vela de ignição e a um processo de estratificação da mistura na câmara principal. Acredita-se que um maior avanço de injeção possibilite, em função do tempo disponível, o escoamento de uma maior quantidade de combustível da pré-câmara para a câmara principal proporcionando a formação de uma mistura mais rica na região próxima ao orifício de interconexão da pré-câmara que favorece o processo de combustão.

4.3.2 Resultados do desempenho do protótipo alimentado com E25

Apresenta-se a seguir os resultados referentes ao consumo específico de combustível, eficiência térmica, emissões específicas de gases e os principais parâmetros de combustão calculados a partir da curva de pressão medida no cilindro do motor. É importante destacar que a vazão mássica de combustível fornecida a pré-câmara foi considerada na realização do cálculo do consumo específico de combustível e da eficiência térmica do protótipo.

4.3.2.1 Consumo Específico e Eficiência Térmica

As Figuras 4.8 a 4.10 apresentam os gráficos com os valores de consumo específico de combustível em função da rotação para o motor original operando com $\lambda = 1,00$ e para o protótipo operando com carga estratificada para os lambdas de $\lambda = 1,00$, $\lambda = 1,10$, $\lambda = 1,20$ e $\lambda = 1,30$.

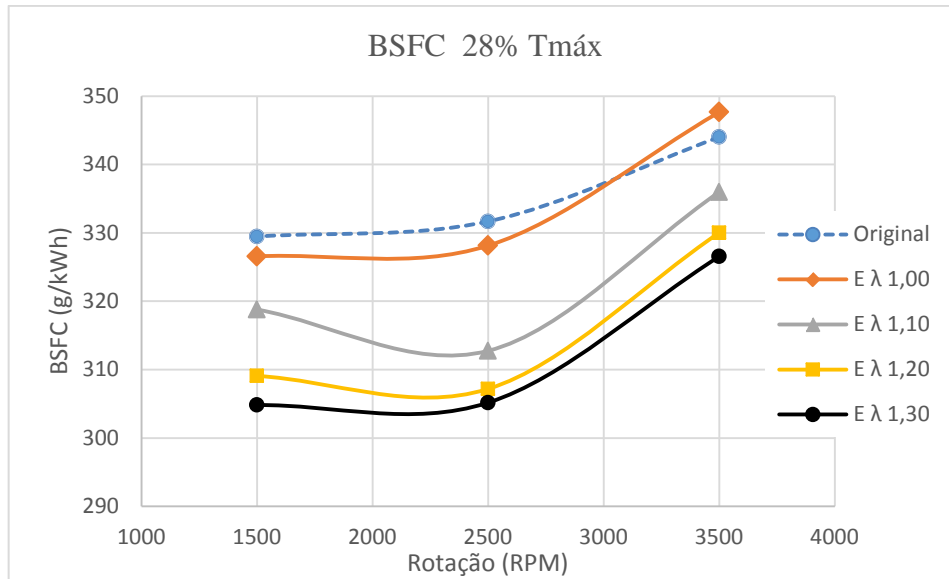


Figura 4.8 - Valores de consumo específico em função da rotação para 28% do torque máximo.

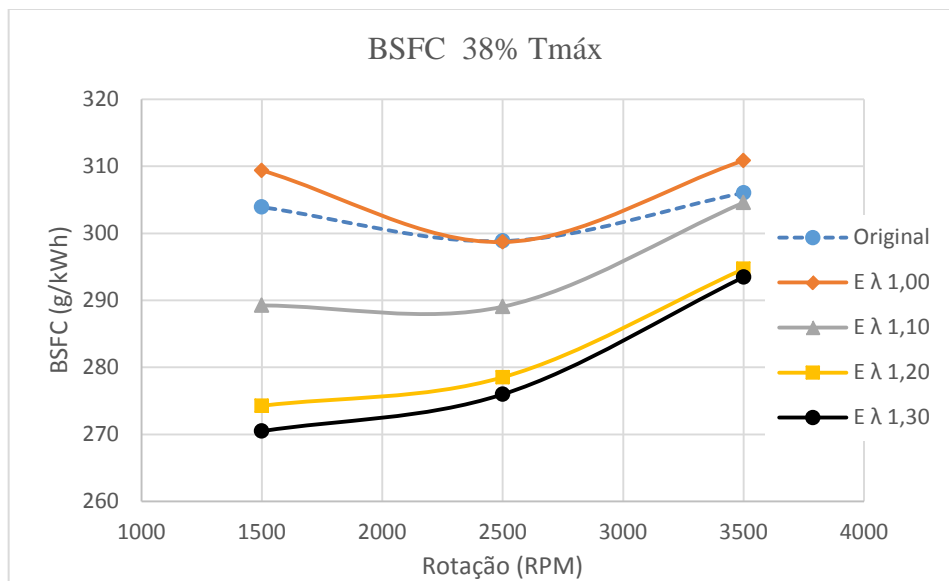


Figura 4.9 - Valores de consumo específico em função da rotação para 38% do torque máximo.

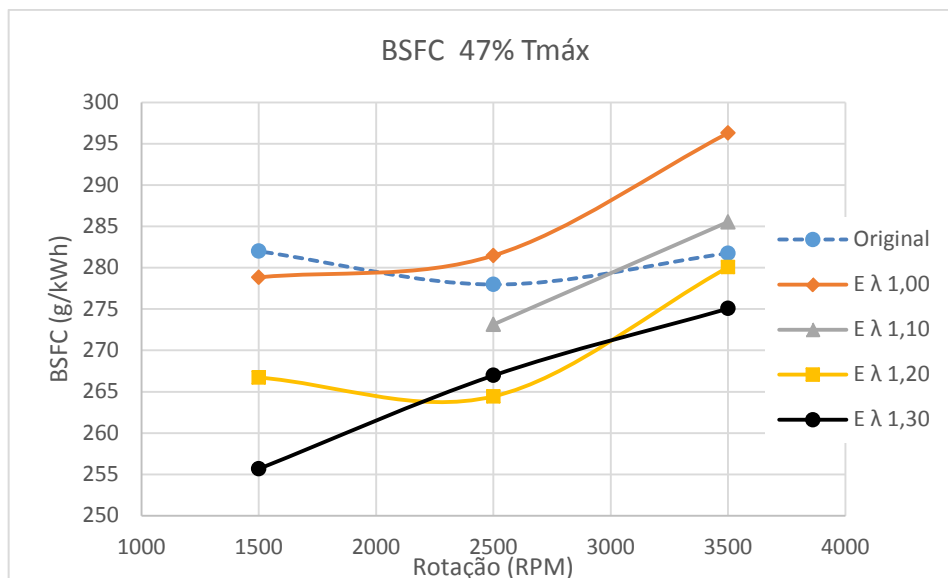


Figura 4.10 - Valores de consumo específico em função da rotação para 47% do torque máximo.

Através da análise dos gráficos das Figuras 4.8, 4.9 e 4.10 verifica-se uma redução de consumo específico de combustível do protótipo em relação ao motor original quando operando com mistura pobre, lambda 1,10, 1,20 e 1,30 para toda faixa de torque e rotação estudadas, a exceção da condição de 47% de torque máximo para rotações maiores que 2500 RPM e lambda de 1,10. Os ganhos de consumo específico em valor percentual do protótipo em relação ao motor original podem ser vistos nas Tabelas 4.1, 4.2 e 4.3, onde valores positivos significam redução de consumo específico de combustível e valores negativos o contrário. A partir dos dados apresentados nestas tabelas calculou-se o ganho médio percentual do protótipo operando com fator lambda de 1,30 em relação ao motor original, sendo este valor de 6,55%.

Tabela 4.1 - Ganho percentual de consumo específico de combustível para 28% do torque máximo.

Ganho % de Consumo Específico 28% T_{max}			
RPM	1500	2500	3500
E λ1,00	0,88%	1,07%	-1,06%
E λ1,10	3,24%	5,71%	2,33%
E λ1,20	6,19%	7,39%	4,06%
E λ1,30	7,48%	7,99%	5,08%

Tabela 4.2 - Ganho percentual de consumo específico de combustível para 38% do torque máximo.

Ganho % de Consumo Específico 38% T_{máx}			
RPM	1500	2500	3500
E $\lambda_{1,00}$	-1,80%	0,05%	-1,58%
E $\lambda_{1,10}$	4,82%	3,28%	0,47%
E $\lambda_{1,20}$	9,75%	6,80%	3,71%
E $\lambda_{1,30}$	11,00%	7,65%	4,11%

Tabela 4.3 - Ganho percentual de consumo específico de combustível para 47% do torque máximo.

Ganho % de Consumo Específico 47% T_{max}			
RPM	1500	2500	3500
E $\lambda_{1,00}$	1,12%	-1,26%	-5,16%
E $\lambda_{1,10}$	-	1,74%	-1,35%
E $\lambda_{1,20}$	5,42%	4,87%	0,60%
E $\lambda_{1,30}$	9,33%	3,96%	2,38%

A covariância do IMEP é um parâmetro de combustão utilizado para quantificar a variabilidade cíclica de um motor em uma determinada condição de operação, sendo, portanto útil para avaliar a estabilidade da combustão. Na Figura 4.11 é apresentada a covariância do IMEP em função do fator lambda para 28, 38 e 47% do torque máximo do motor original e do protótipo para a rotação de 2500 RPM.

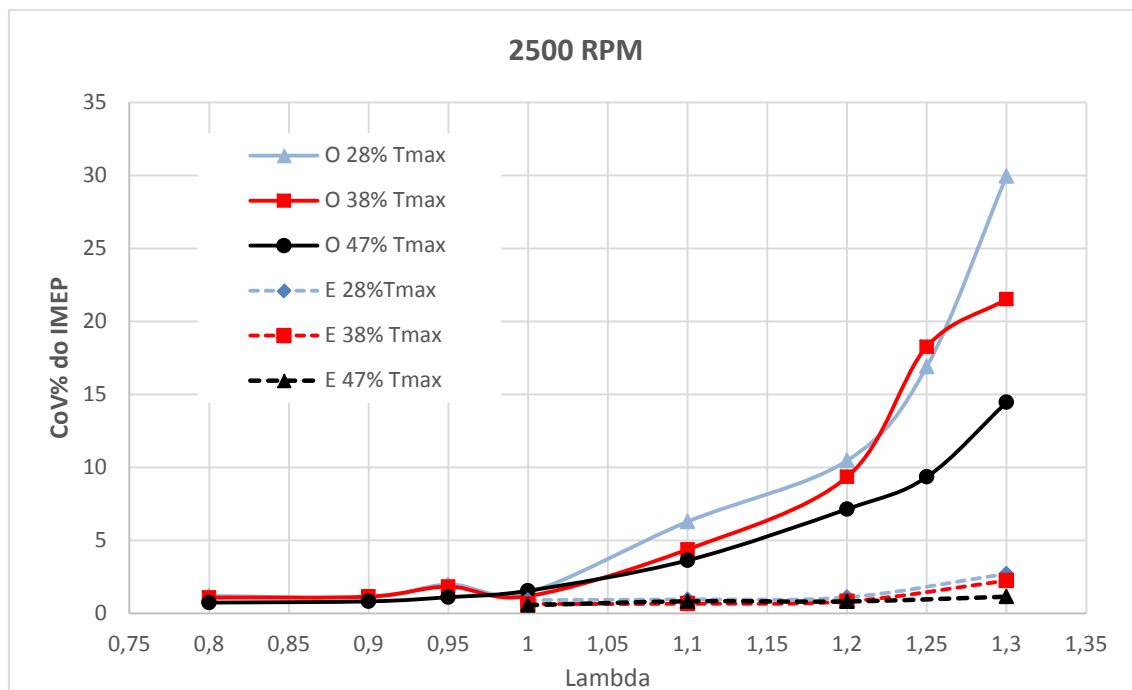


Figura 4.11 – Covariância do IMEP do motor original e do protótipo em função do fator Lambda para 2500 RPM.

A análise da Figura 4.11 permite observar um rápido crescimento da covariância do IMEP do motor original à medida que o fator lambda se torna maior que 1,00, fato que não ocorre no motor dotado de ignição por lanças, no qual a covariância do IMEP mantém-se constante até lambda 1,20 sofrendo um crescimento discreto e aceitável até lambda 1,30, HUNICZ (2008). A pequena variabilidade cíclica do protótipo quando operando com misturas pobres deve-se principalmente a três fatores: a estratificação da mistura, a elevada energia de ignição e aos maiores índices de turbulência gerados na câmara principal oriundos dos jatos de fogo provenientes da pré-câmara.

A estratificação da mistura, proporcionada pela injeção direta de combustível na pré-câmara, possibilita que a mistura ali contida seja rica, com fator lambda em torno de 0,80, e, portanto adequada à inflamação via centelha elétrica. A mistura na câmara principal, pobre, é inflamada pelos jatos de fogo oriundos da pré-câmara. Estes jatos dotados de elevada energia térmica e cinética foram capazes de proporcionar uma combustão estável de misturas com razão ar combustível de até 17,19 ($\lambda = 1,30$). Por estas razões foi possível obter ganhos de consumo específico de combustível de até 11,00%, conforme mostrado na Tabela 4.2, ao realizar o empobrecimento da mistura.

A partir da Equação 2.1 foram feitos gráficos da eficiência térmica em função da rotação para o motor original operando com $\lambda = 1,00$, e para o protótipo de motor equipado com o sistema de ignição por lança chamas operando com carga estratificada para os lambdas de: $\lambda = 1,00$, $\lambda = 1,10$, $\lambda = 1,20$ e $\lambda = 1,30$. Estes gráficos podem ser vistos nas Figuras 4.12 a 4.14.

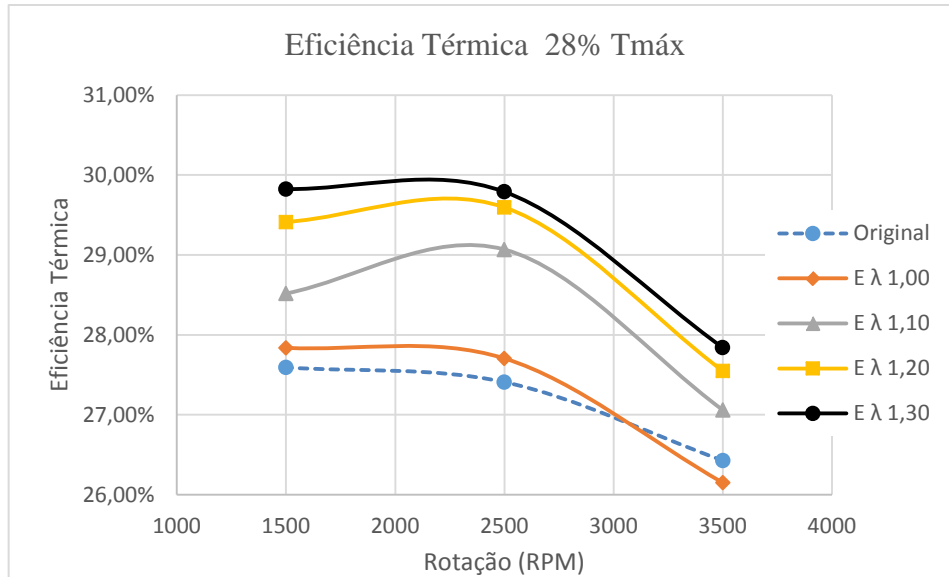


Figura 4.12 - Eficiência térmica em função da rotação para 28% do torque máximo.

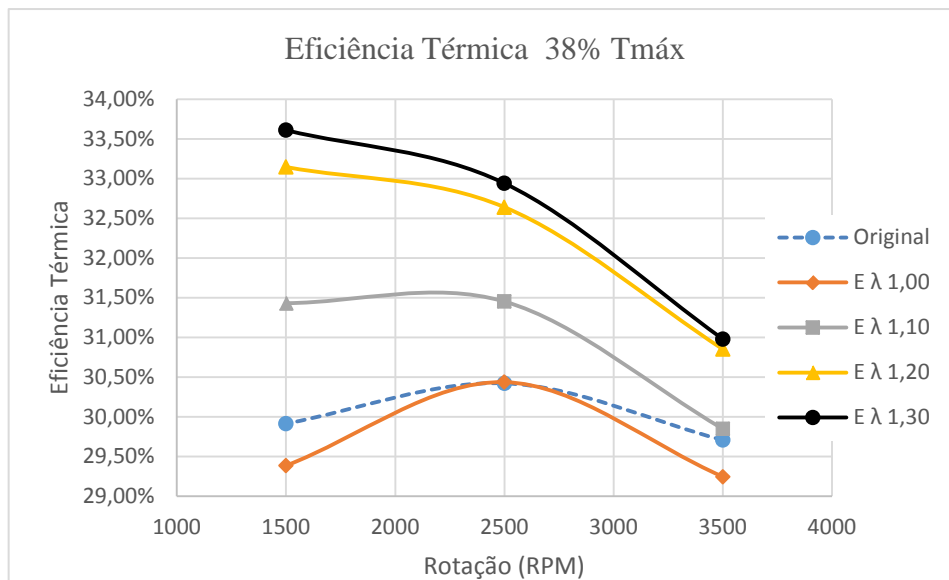


Figura 4.13 - Eficiência térmica em função da rotação para 38% do torque máximo.

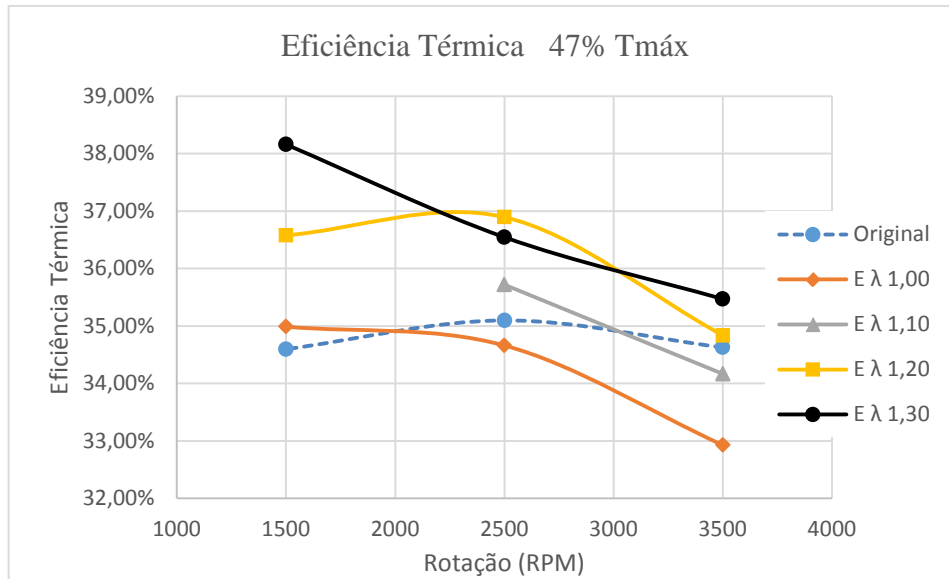


Figura 4.14 - Eficiência térmica em função da rotação para 47% do torque máximo.

De forma coerente com os resultados apresentados para o consumo específico de combustível verificou-se, pelas mesmas razões, um aumento da eficiência térmica do protótipo à medida que se empobrece a mistura até lambda 1,30 em relação ao motor original, a exceção de rotações superiores a 2500 RPM para 47% de torque máximo e lambda 1,10.

Heywood (1988) afirma que o valor do coeficiente politrópico aumenta à medida que se dilui a mistura. Por esta razão é esperado obter ganhos de eficiência térmica para motores capazes de operar com misturas pobres e baixa variabilidade cíclica.

A Tabela 4.4 apresenta os valores do coeficiente politrópico, calculados pelo software do *Indimodul*, para os processos de compressão e expansão do motor operando com mistura estequiométrica e do protótipo operando com fator lambda de 1,30 na condição de 38% do torque máximo e 1500 RPM. A partir da análise dos valores apresentados nesta tabela pode-se observar, de forma coerente com o esperado, um aumento do valor dos coeficientes politrópicos para o protótipo operando com fator lambda de 1,30 em relação ao motor original operando com mistura estequiométrica. Assim os ganhos de eficiência térmica apresentados pelo protótipo quando operando com mistura pobre também podem ser justificados, em parte, pelo aumento do coeficiente politrópico, k .

Tabela 4.4 - Coeficiente politrópico de compressão e expansão para o motor original e protótipo.

38% T _{máx} 1500 RPM			
Compressão		Expansão	
E λ 1,30	O λ 1,00	E λ 1,30	O λ 1,00
1,29	1,28	1,33	1,27

A Figura 4.15 mostra o gráfico do logaritmo da pressão no cilindro versus o logaritmo do volume deslocado para a condição na qual foram calculados os coeficientes politrópicos apresentados na Tabela 4.4.

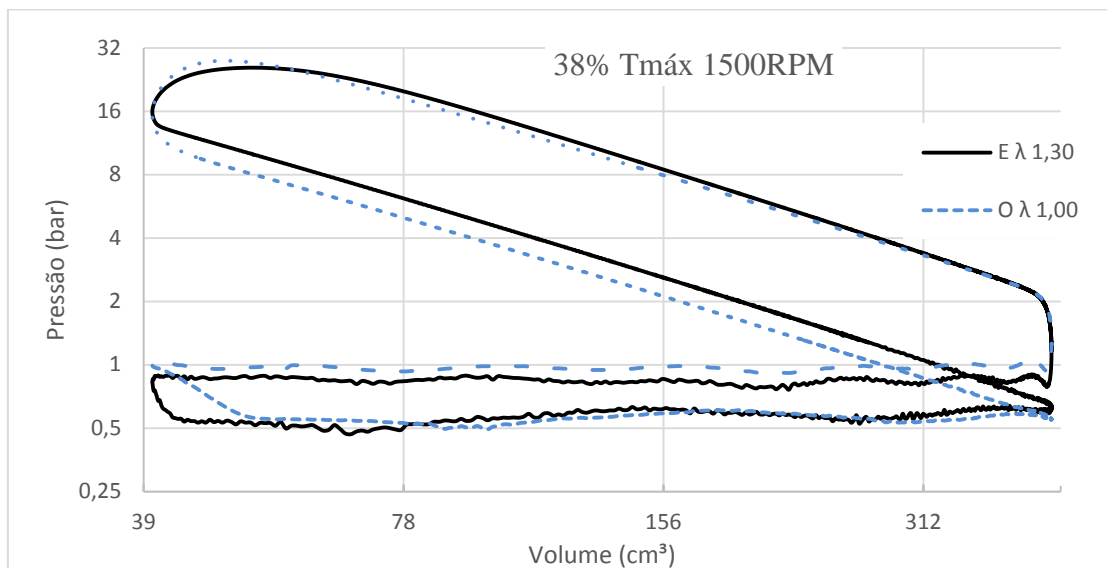


Figura 4.15 - Gráfico do logaritmo da pressão no cilindro versus o logaritmo do volume deslocado para o motor original operando com mistura estequiométrica e o protótipo operando com lambda de 1,30.

As Tabelas 4.5, 4.6 e 4.7 mostram os ganhos percentuais de eficiência térmica do protótipo em relação ao motor original. A partir dos dados apresentados nesta tabela calculou-se o ganho médio percentual de eficiência térmica do protótipo operando com lambda 1,30 em relação ao motor original, sendo este valor de 7,1%.

Tabela 4.5 - Ganho percentual de eficiência térmica para 28% do torque máximo.

Ganho % de Eficiência Térmica 28% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ 1,00	0,89%	1,08%	-1,05%
E λ 1,10	3,35%	6,05%	2,39%
E λ 1,20	6,60%	7,97%	4,24%
E λ 1,30	8,09%	8,69%	5,35%

Tabela 4.6 - Ganho percentual de eficiência térmica para 38% do torque máximo.

Ganho % de Eficiência Térmica 38% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ 1,00	-1,77%	0,05%	-1,55%
E λ 1,10	5,07%	3,39%	0,48%
E λ 1,20	10,80%	7,29%	3,85%
E λ 1,30	12,35%	8,28%	4,28%

Tabela 4.7 - Ganho percentual de eficiência térmica para 47% do torque máximo.

Ganho % de Eficiência Térmica 47% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ 1,00	1,13%	-1,24%	-4,91%
E λ 1,10	-	1,77%	-1,33%
E λ 1,20	5,73%	5,12%	0,61%
E λ 1,30	10,30%	4,12%	2,43%

A análise das Tabelas 4.1 a 4.3 e 4.5 a 4.7 mostram que os ganhos de consumo específico de combustível e eficiência térmica com a implementação do sistema de ignição por lanças sofrem maior influência da rotação do motor do que da sua carga, sendo mais expressivos para baixas rotações e diminuindo à medida que a rotação aumenta. A razão deste fato ficará evidente a partir da análise dos parâmetros de combustão a ser realizada em tópico posterior.

A pressão de combustível utilizada na linha que alimenta a bancada secundária de injetores é de 3 MPa. A pressurização deste combustível é realizada por uma bomba acionada por um motor elétrico ligado à rede elétrica. Desta forma, faz-se necessário o cálculo da potência fornecida ao combustível para alimentação da pré-câmara, a fim de que seja possível avaliar o impacto da mesma na eficiência térmica do motor. Esse cálculo, realizado no Apêndice III,

forneceu o valor máximo de 0,233 W. Portanto o custo energético necessário à pressurização do combustível fornecido à pré-câmara terá efeito desprezível sobre a eficiência térmica do motor.

4.3.2.2 Resultados de Emissões de Poluentes

As emissões de poluentes, medidas antes do catalisador, foram realizadas em base volumétrica úmida pelo equipamento HORIBA OBS 2200, sendo convertidas posteriormente, conforme metodologia descrita no capítulo 3, para emissões específicas (g/kWh). Foram medidas as emissões de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), monóxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio (NO₂) identificados conjuntamente pela sigla NO_x e hidrocarbonetos totais (THC).

4.3.2.2.1 Emissões de Monóxido de Carbono – CO

As Figuras 4.16 a 4.18 apresentam as emissões específicas de monóxido de carbono (CO) para as 3 cargas analisadas, tanto para o motor original quanto para o protótipo.

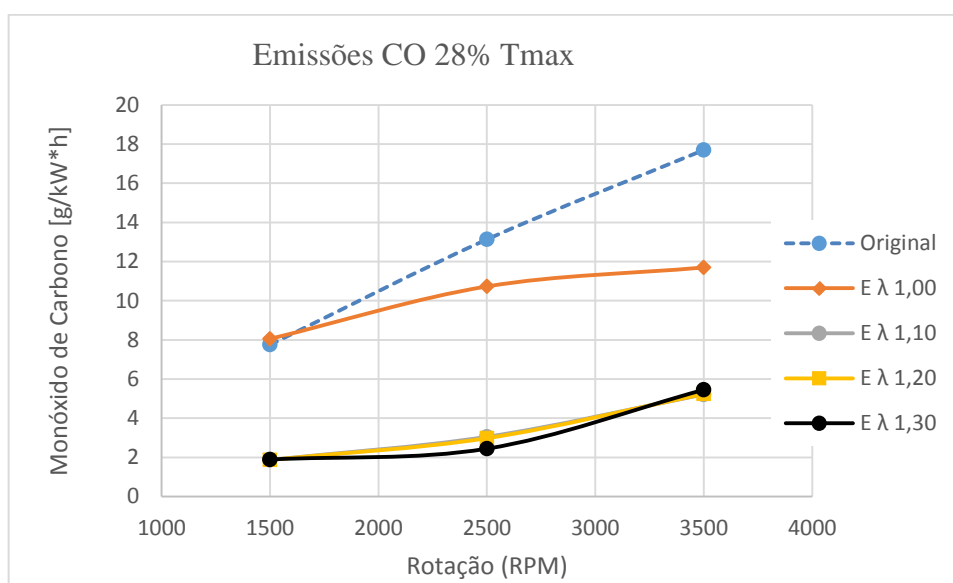


Figura 4.16 - Emissão de CO em função da rotação para 28% do torque máximo.

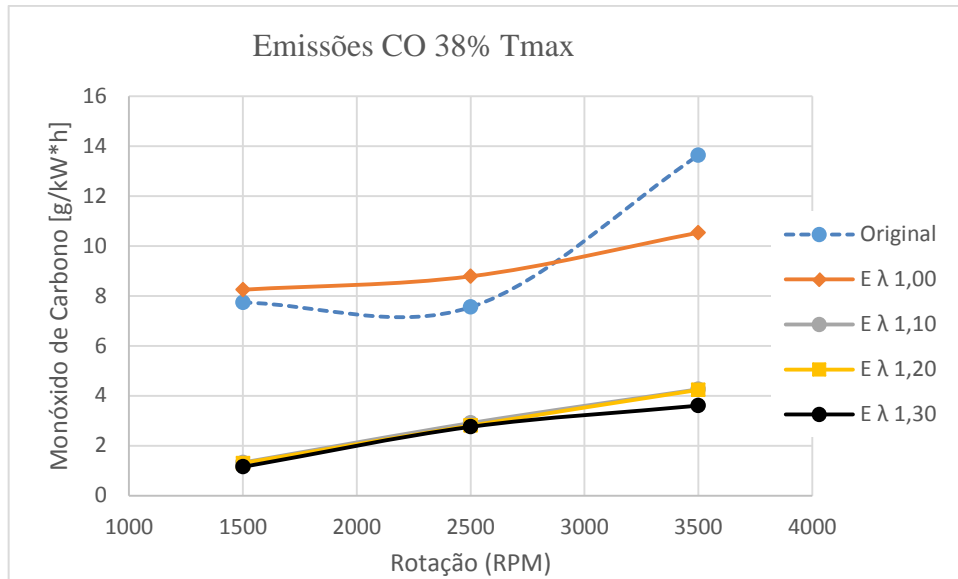


Figura 4.17 - Emissão de CO em função da rotação para 38% do torque máximo.

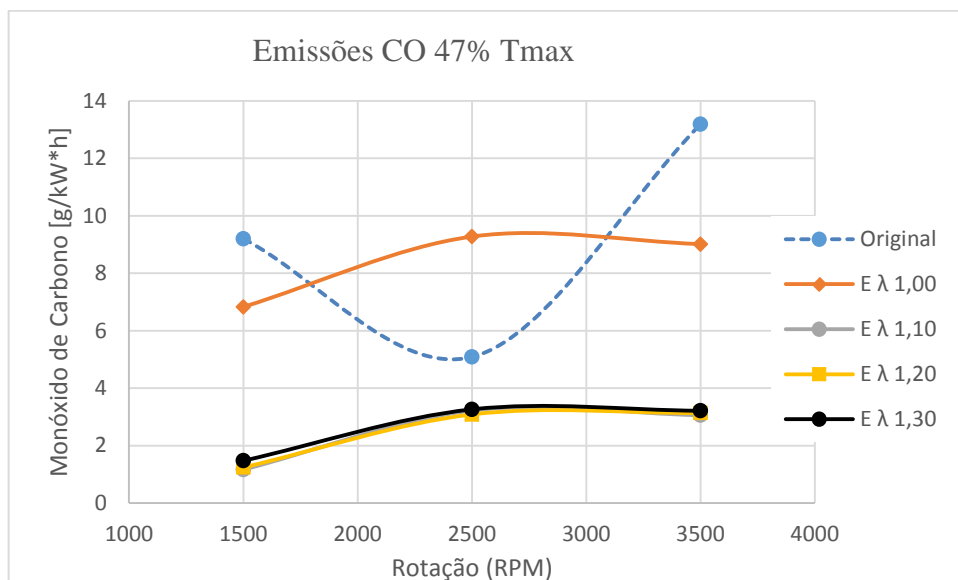


Figura 4.18 - Emissão de CO em função da rotação para 47% do torque máximo.

A análise dos gráficos contidos nas Figuras 4.16 a 4.18 permite observar uma elevada redução das emissões específicas de CO do protótipo em relação ao motor original à medida que o fator lambda se torna maior que 1,10, permanecendo praticamente constante para empobrecimentos adicionais da mistura ar combustível. Este fato é justificado pelos baixos valores da covariância do IMEP característicos do protótipo operando com mistura pobre, como pode ser visto na Figura 4.13, e pelo excesso de oxigênio que proporciona a oxidação do monóxido de carbono em dióxido de carbono. Para uma dada rotação, o aumento da carga do motor proporciona aumento dos níveis de turbulência na câmara de combustão e da sua

temperatura média favorecendo uma combustão mais completa e conseqüentemente gerando uma redução das emissões específicas de CO, como pode ser atestado nas Figuras 4.16 a 4.18.

As Tabelas 4.8 a 4.11 mostram as reduções percentuais das emissões específicas de CO do protótipo em relação ao motor original.

Tabela 4.8 - Redução percentual de emissão de CO para 28% do torque máximo.

Ganho % de CO (g/kWh) 28% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ 1,00	-3,88%	18,29%	33,89%
E λ 1,10	75,86%	76,77%	70,55%
E λ 1,20	75,88%	77,31%	70,38%
E λ 1,30	75,59%	81,39%	69,19%

Tabela 4.9 - Redução percentual de emissão de CO para 38% do torque máximo.

Ganho % de CO (g/kWh) 38% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ 1,00	-6,62%	-16,32%	22,71%
E λ 1,10	82,80%	61,46%	68,72%
E λ 1,20	83,12%	62,79%	68,90%
E λ 1,30	85,05%	63,47%	73,52%

Tabela 4.10 - Redução percentual de emissão de CO para 47% do torque máximo.

Ganho % de CO (g/kWh) 47% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ 1,00	25,78%	-82,30%	31,63%
E λ 1,10	87,33%	36,68%	76,80%
E λ 1,20	86,49%	39,31%	76,22%
E λ 1,30	83,97%	35,87%	75,62%

Como pode ser visto nas Tabelas 4.8 a 4.10 a implementação do sistema de ignição por lança chamas proporcionou redução de emissão específica de CO em até 87,3%, correspondendo a um nível de emissão de CO de 0.03716 em porcentagem de volume ou 371,6 ppm. A menor redução percentual, observada para 2500 rpm e 47% do torque máximo, não se deve a uma redução do desempenho do sistema de ignição por lança chamas, mas a um melhor desempenho do motor original, como pode ser visto na Figura 4.18. O redução média

percentual, calculada a partir dos dados apresentados nas Tabelas 4.8 a 4.10, do protótipo operando com λ 1,30 em relação ao motor original foi de 71,58%.

4.3.2.2.2 Emissões de Dióxido de Carbono – CO₂

A completa oxidação de um hidrocarboneto produz água e dióxido de carbono, portanto para condições de operação que proporcionam uma redução de consumo específico de combustível espera-se também uma redução de emissão de CO₂ em porcentagem por volume. Este fato pode ser comprovado na Figura 4.19 que mostra as emissões de CO₂ em porcentagem por volume para 47% do torque máximo. Contudo, uma redução de consumo específico de combustível resultante de um empobrecimento da mistura não resulta necessariamente em uma redução de emissão específica de CO₂, uma vez que se torna necessário o aumento da vazão mássica de ar, sem redução significativa de vazão mássica de combustível, para manutenção do torque produzido do motor, como pode ser visto nas Figuras 4.20 a 4.22.

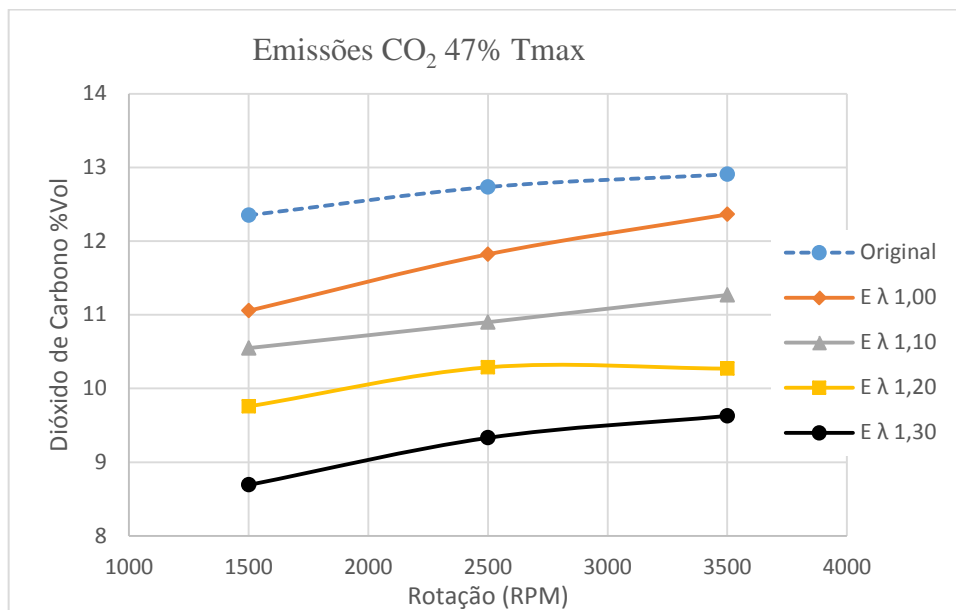


Figura 4.19 - Emissão de CO₂ em % Vol. em função da rotação para 47% do torque máximo.

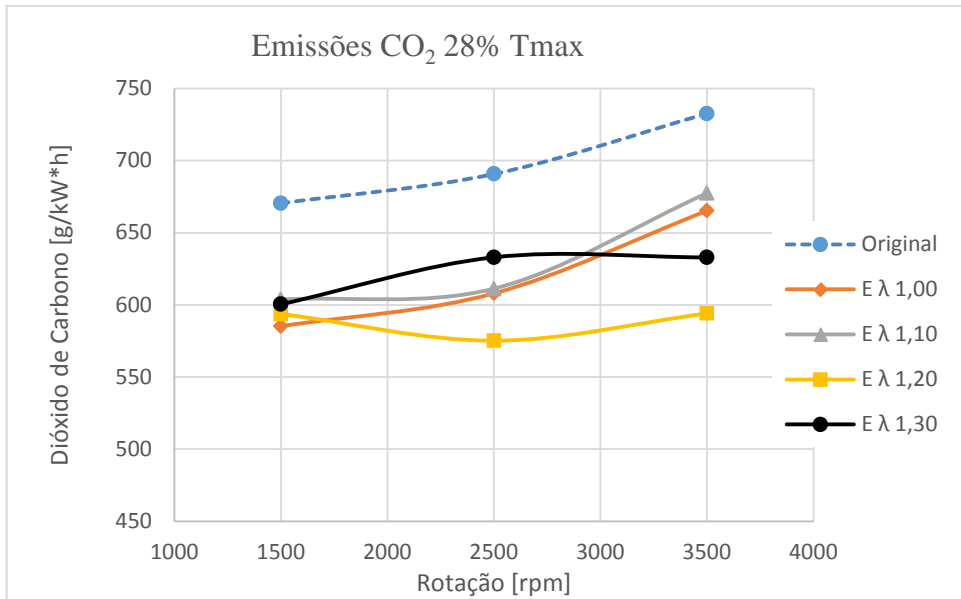


Figura 4.20 - Emissão de CO₂ em função da rotação para 28% do torque máximo.

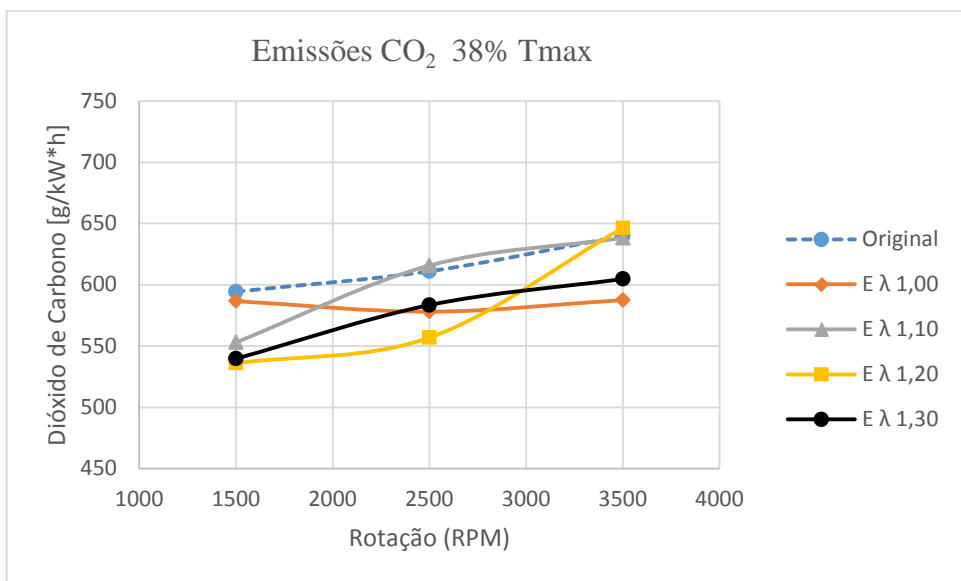


Figura 4.21 - Emissão de CO₂ em função da rotação para 38% do torque máximo.

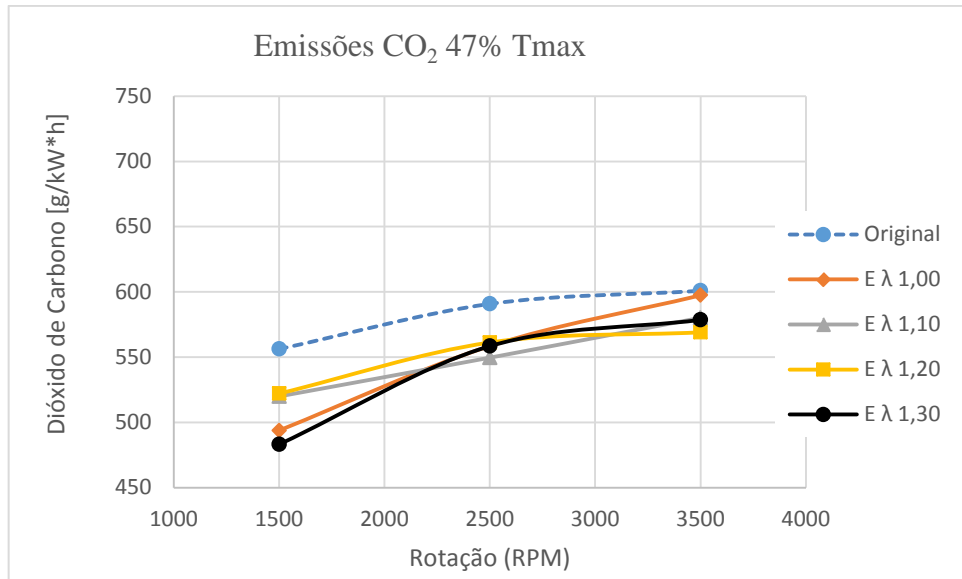


Figura 4.22 - Emissão de CO₂ em função da rotação para 47% do torque máximo.

A redução percentual de emissão específica de CO₂ do protótipo em relação ao motor original pode ser visto nas Tabelas 4.11 a 4.13.

Tabela 4.11- Redução percentual de emissão de CO₂ para 28% do torque máximo.

Ganho % de CO₂ (g/kWh) 28% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ1,00	12,71%	11,98%	9,19%
E λ1,10	9,94%	11,50%	7,53%
E λ1,20	11,44%	16,72%	18,91%
E λ1,30	10,44%	8,36%	13,60%

Tabela 4.12 - Redução percentual de emissão de CO₂ para 38% do torque máximo.

Ganho % de CO₂ (g/kWh) 38% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ1,00	1,30%	5,40%	8,18%
E λ1,10	6,96%	-0,76%	0,26%
E λ1,20	9,82%	8,86%	-1,01%
E λ1,30	9,20%	4,51%	5,49%

Tabela 4.13 - Redução percentual de emissão de CO₂ para 47% do torque máximo.

Ganho % de CO₂ (g/kWh) 47% Tmax			
RPM	1500	2500	3500
E λ1,00	11,21%	5,46%	0,57%
E λ1,10	6,52%	6,97%	3,44%
E λ1,20	6,13%	5,00%	5,29%
E λ1,30	13,12%	5,47%	3,70%

Percebe-se através da análise das Tabelas 4.11 a 4.13 que os menores índices de emissões específicas para as rotações de 1500 e 2500 RPM são obtidas quando o protótipo opera com fator lambda 1,20 a exceção da condição de 47% de torque máximo a 1500 RPM e 38% de torque máximo a 3500 RPM onde o melhor desempenho é obtido para lambda 1,30 e a 47% de torque máximo e 2500 RPM onde o melhor desempenho ocorre para lambda 1,10. A redução média percentual das emissões específicas de CO₂ do protótipo operando com fator lambda 1,30 em relação ao motor original foi de 8,21%.

4.3.2.2.3 Emissões de NO_x

Os óxidos de nitrogênio formam-se na câmara de combustão como produtos da oxidação do nitrogênio oriundo do ar em condições que dependem da composição química da mistura, temperaturas e pressões. O nitrogênio inerte em condições normais, sob elevadas pressões e temperaturas reage com oxigênio formando principalmente monóxido de nitrogênio (NO). Ainda nessas condições ocorrem dissociações de moléculas de oxigênio ($O_2 \rightarrow 2O$), nitrogênio ($N_2 \rightarrow 2N$) e vapor de água ($H_2O \rightarrow O + OH$). Estes produtos de dissociação têm um elevado nível energético e são quimicamente muito ativos gerando as seguintes reações, HEYWOOD (1988):



As reações descritas pelas Equações 4.2 a 4.5 são endotérmicas, fato que explica a correlação entre temperatura na câmara de combustão e os níveis de emissões de NO_x. Esta correlação

fica evidente através da análise das Figuras 4.23 e 4.24, que mostram que uma redução das emissões de NO_x pode ser justificada, na maioria dos casos, por uma redução da temperatura da câmara de combustão.

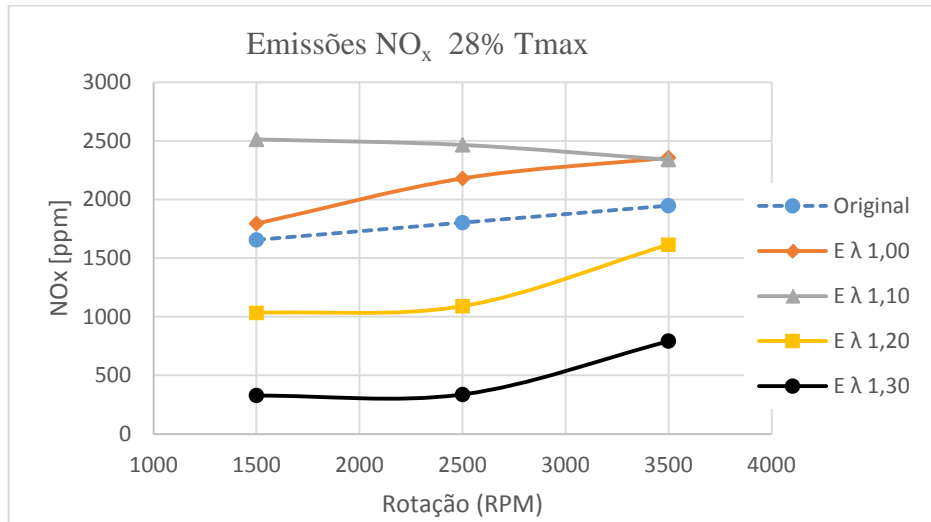


Figura 4.23 - Emissão de NO_x em ppm função da rotação para 28% do torque máximo.

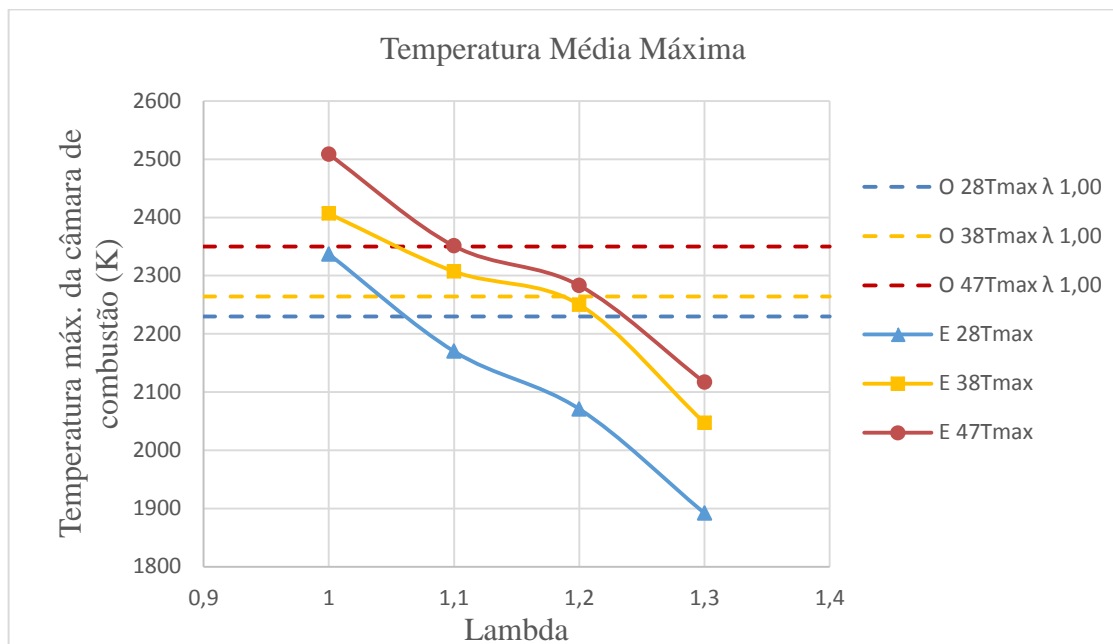


Figura 4.24 - Temperatura máxima da câmara de combustão em função do fator lambda.

Na Figura 4.24 as linhas tracejadas em azul, amarelo e vermelho representam respectivamente as temperaturas médias máximas da câmara de combustão do motor original operando com mistura estequiométrica. Com auxílio destas linhas pode-se perceber que as temperaturas médias máximas do protótipo operando com lambda 1,30 para 28, 38 e 47% do torque

máximo são menores dos que as temperaturas do motor original para os mesmos percentuais de torque, justificando a redução das emissões de NO_x do protótipo nestas condições de operação em relação ao motor original, como pode se ver na Figura 4.23.

Para misturas estratificadas com diluição por ar, o parâmetro de temperatura média da câmara principal torna-se insuficiente para explicar precisamente a formação de NO_x . Dessa forma deve-se levar em consideração a distribuição espacial do fator lambda dentro da pré-câmara e também da sua influência em uma possível estratificação da mistura inicialmente homogênea na câmara principal. O gradiente de temperatura gerado pela estratificação ao longo da combustão tem influência sobre a emissão de NO_x , podendo explicar algumas exceções onde apesar da menor temperatura média da câmara de combustão houve um aumento da emissão de NO_x . Na Figura 4.23 pode-se notar uma dessas exceções. Neste gráfico observa-se um aumento das emissões de NO_x do protótipo operando na condição de 28% de torque máximo a 3500 RPM para lambda 1,10 mesmo tendo ocorrido uma redução da temperatura máxima média da câmara de combustão, como pode ser visto na Figura 4.24. Um aprofundamento adicional dessa análise requer a medição da distribuição espacial do fator lambda na câmara principal, o que não foi realizado nesse trabalho.

Nas Figuras 4.25 a 4.27 são apresentadas as emissões específicas de NO_x , onde se pode observar uma redução significativa das emissões específicas de NO_x do protótipo operando com fator lambda de 1,30 para todas as cargas e rotações estudadas, sendo esta redução justificada por uma redução da temperatura máxima média da câmara combustão como pode ser visto na Tabela 4.14.

Tabela 4.14 - Redução percentual da Temperatura Máxima Média para $\lambda = 1,30$

Redução % da Temperatura Máxima Média			
	1500 RPM	2500 RPM	3500 RPM
28% T _{máx}	9,4%	11,6%	15,2%
38% T _{máx}	7,1%	11,9%	9,6%
47% T _{máx}	7,0%	3,9%	9,9%

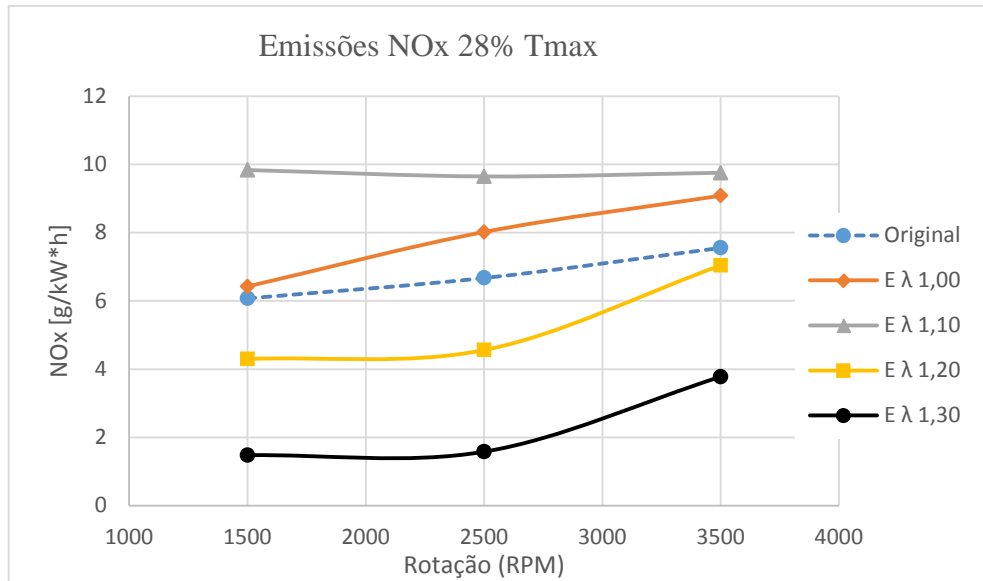


Figura 4.25 - Emissão de NO_x em função da rotação para 28% do torque máximo.

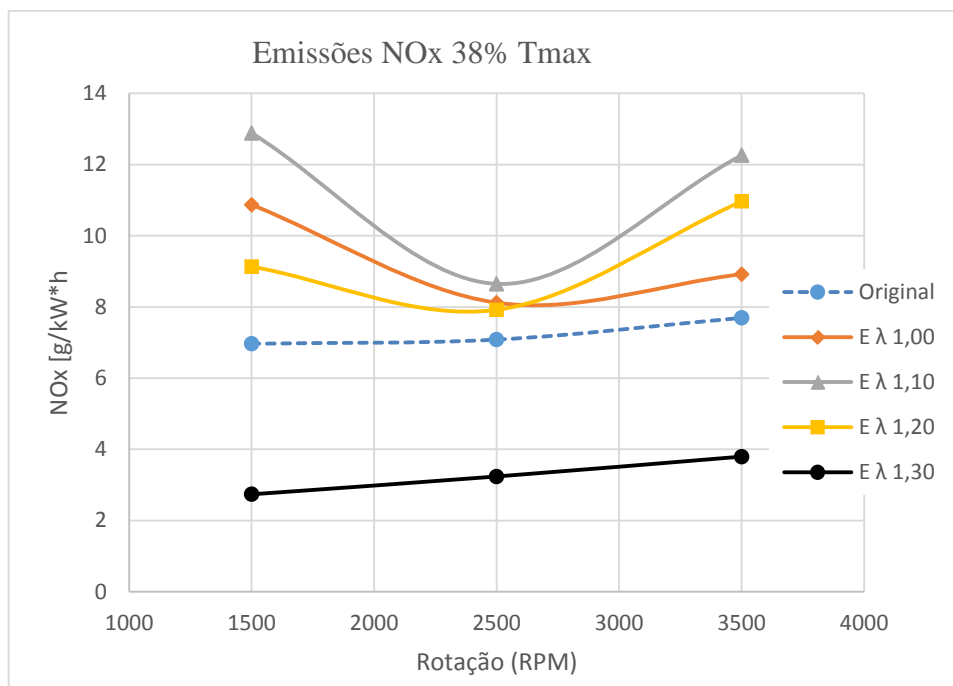


Figura 4.26 - Emissão de NO_x em função da rotação para 38% do torque máximo.

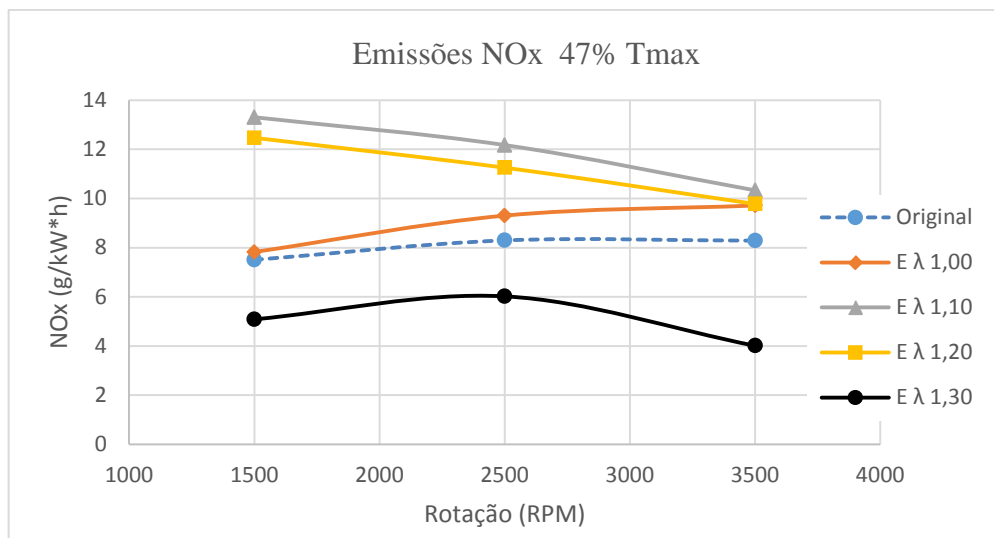


Figura 4.27 - Emissão de NO_x em função da rotação para 47% do torque máximo.

O aumento das emissões específicas de NO_x apresentada pelo protótipo operando com mistura estequiométrica em relação ao motor original justifica-se pelo aumento da temperatura máxima média e da pressão máxima na câmara de combustão como pode ser visto nas Figuras 4.24 e 4.29. Já o aumento das emissões específicas para lambda 1,20 é justificado pelo aumento da vazão mássica de ar, necessária à manutenção do torque produzido pelo motor à medida que se empobrece a mistura.

A Tabela 4.15 apresenta a redução percentual de emissão de NO_x do protótipo operando com lambda 1,30 em relação ao motor original para 28, 38 e 47% do torque máximo. A redução média percentual das emissões de NO_x do protótipo operando com fator lambda de 1,30 em relação ao motor original foi de 49,51%

Tabela 4.15 - Redução percentual de emissão de NO_x para λ = 1,30

	Ganho % No _x em g/kWh		
	1500 RPM	2500 RPM	3500 RPM
28% Tmax	75,6%	73,9%	37,8%
38% Tmax	60,7%	53,5%	45,5%
47% Tmax	32,2%	19,8%	46,6%

4.3.2.2.4 Emissões de Hidrocarbonetos – THC

Segundo Melo (2012) as principais fontes relacionadas à emissão de hidrocarbonetos são:

- (i) Fração de combustível que fica confinada em pequenas cavidades da câmara de combustão e não queima devido ao resfriamento da chama na entrada da fenda;
- (ii) Vapor de combustível que é absorvido pelo óleo e se deposita na parede do cilindro durante a admissão e compressão;
- (iii) Fração de combustível que não queima devido à extinção da chama ao se aproximar da parede do cilindro;
- (iv) Falha de ignição;
- (v) Vazão direta de vapor de combustível no sistema de exaustão durante o cruzamento de válvulas;

Em um motor dotado de ignição por lança chamas de carga estratificada pode-se adicionar às fontes de emissão de hidrocarbonetos acima citadas a formação de filme fluido de combustível nas paredes das pré-câmaras decorrentes da injeção direta de combustível realizada na mesma.

As Figuras 4.28 a 4.30 apresentam as emissões específicas de hidrocarbonetos totais.

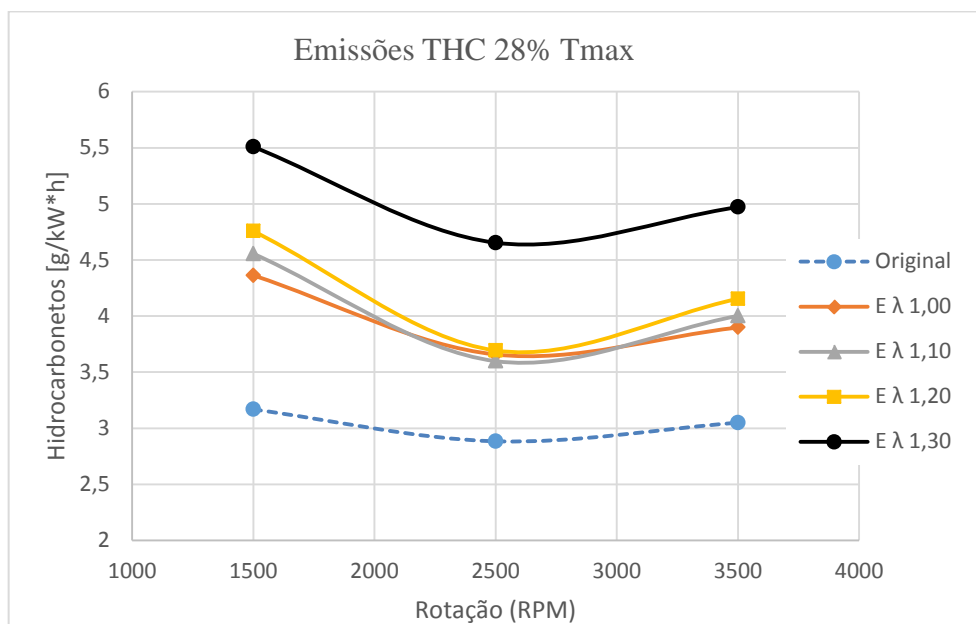


Figura 4.28 - Emissão de THC em função da rotação para 28% do torque máximo.

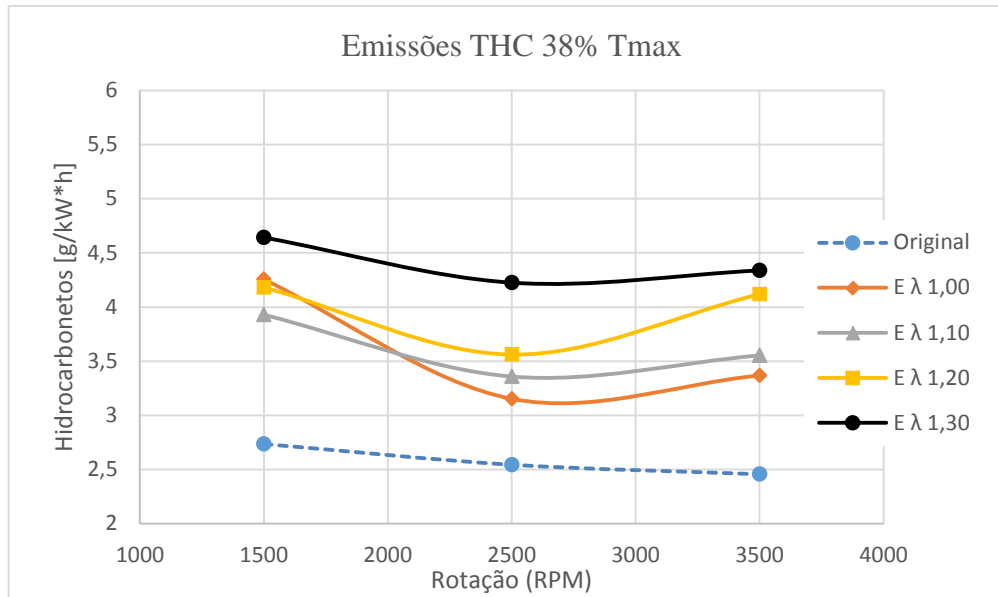


Figura 4.29 - Emissão de THC em função da rotação para 38% do torque máximo.

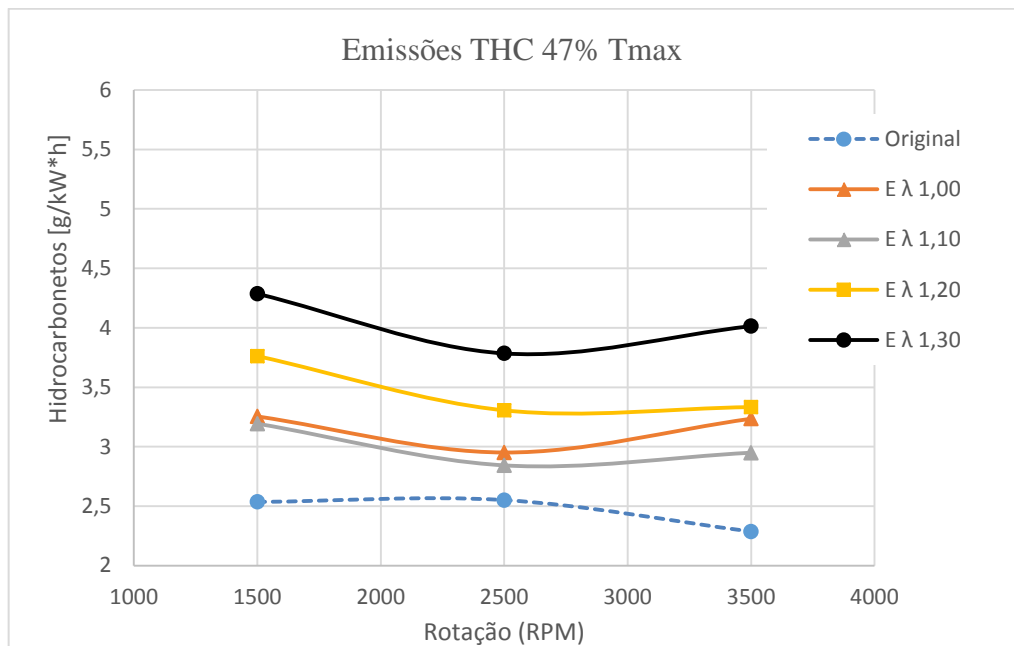


Figura 4.30 - Emissão de THC em função da rotação para 47% do torque máximo.

A análise dos gráficos das Figuras 4.28 a 4.30 mostra um aumento das emissões de hidrocarbonetos totais do protótipo à medida que se empobrece a mistura.

A Tabela 4.16 apresenta o aumento percentual de emissão de hidrocarbonetos do protótipo operando com lambda 1,30 em relação ao motor original para 28, 38 e 47% do torque máximo. O aumento percentual médio nas emissões de hidrocarbonetos do protótipo operando com fator lambda 1,30 em relação ao motor original foi de 32,9%.

Tabela 4.16- Aumento percentual de emissão de THC para $\lambda = 1,30$.

Perda % de THC em g/kWh			
	1500 RPM	2500 RPM	3500 RPM
28% Tmax	41,0%	27,2%	32,3%
38% Tmax	39,3%	29,8%	38,8%
47% Tmax	36,9%	15,0%	36,0%

Por serem produtos de um processo de combustão incompleta, espera-se ao empobrecer a mistura obter uma redução de monóxido de carbono e hidrocarbonetos, caso não ocorra aumento da variabilidade cíclica. Este fato foi observado para as emissões de monóxido de carbono do protótipo operando com fator lambda maior que a unidade. Entretanto, a esperada redução nas emissões de hidrocarbonetos não ocorreu. Assim, de acordo com o exposto acima, faz se necessário a realização de provas em banco de *spray* do eletroinjetor *Magneti Marelli High Pressure GDI IHP 209 - AE 812*, a fim de se determinar a penetração do *spray* em função da pressão de combustível. Dessa forma será possível verificar se ocorre o toque do *spray* de combustível na parede da pré-câmara, fato que justificaria o aumento das emissões de hidrocarbonetos apresentadas pelo protótipo.

4.3.2.3 Parâmetros de Combustão

A análise comparativa dos principais parâmetros de combustão, determinados a partir dos dados de pressão medidos no cilindro, permite um aprofundamento no entendimento das razões que proporcionaram ganhos ou perdas de desempenho do protótipo em relação ao motor original, sendo, portanto, fundamentais para direcionar o aperfeiçoamento do projeto do próximo protótipo.

Como mencionado anteriormente, o tempo do processo de combustão pode ser medido através do parâmetro MBF 90-10. A Tabela 4.17 mostra os valores do MBF 90-10 para o processo de combustão do motor original e do protótipo operando com mesma razão ar combustível para os lambdas de 1,00, 1,10, 1,20 e 1,30. Nesta tabela também é possível visualizar o valor percentual da redução do tempo do processo de combustão decorrentes da implementação do sistema de ignição por lança chamas. A partir dos valores apresentados na Tabela 4.17 foram gerados gráficos do tempo do processo de combustão do motor original e

do protótipo operando com mesma razão ar combustível. Estes gráficos podem ser vistos nas Figuras 4.31 a 4.34.

Tabela 4.17 - MBF 90-10 para o motor original e o protótipo operando com o mesmo lambda e 38% do torque máximo.

MBF 90-10 para 38% do torque máximo									
	1500 RPM			2500 RPM			3500 RPM		
	O	E	Δ	O	E	Δ	O	E	Δ
λ 1,00	24,07	17,36	28%	26,85	19,44	28%	22,98	23,08	0%
λ 1,10	27,05	18,05	33%	30,8	20,45	34%	28,53	23,04	19%
λ 1,20	31,75	20,25	36%	36,03	21,88	39%	31,49	23,69	25%
λ 1,30	39,98	23,63	41%	48,48	27,57	43%	39,66	29,14	27%

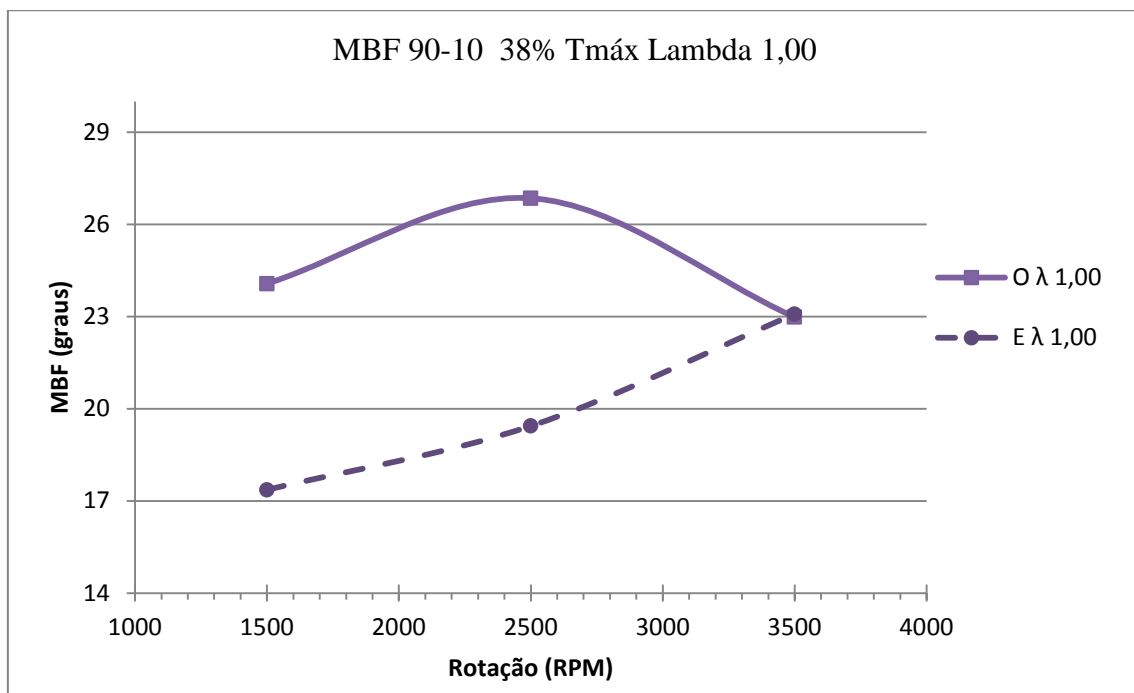


Figura 4.31 - MBF 90-10 do protótipo e do motor original opera com $\lambda=1,00$.

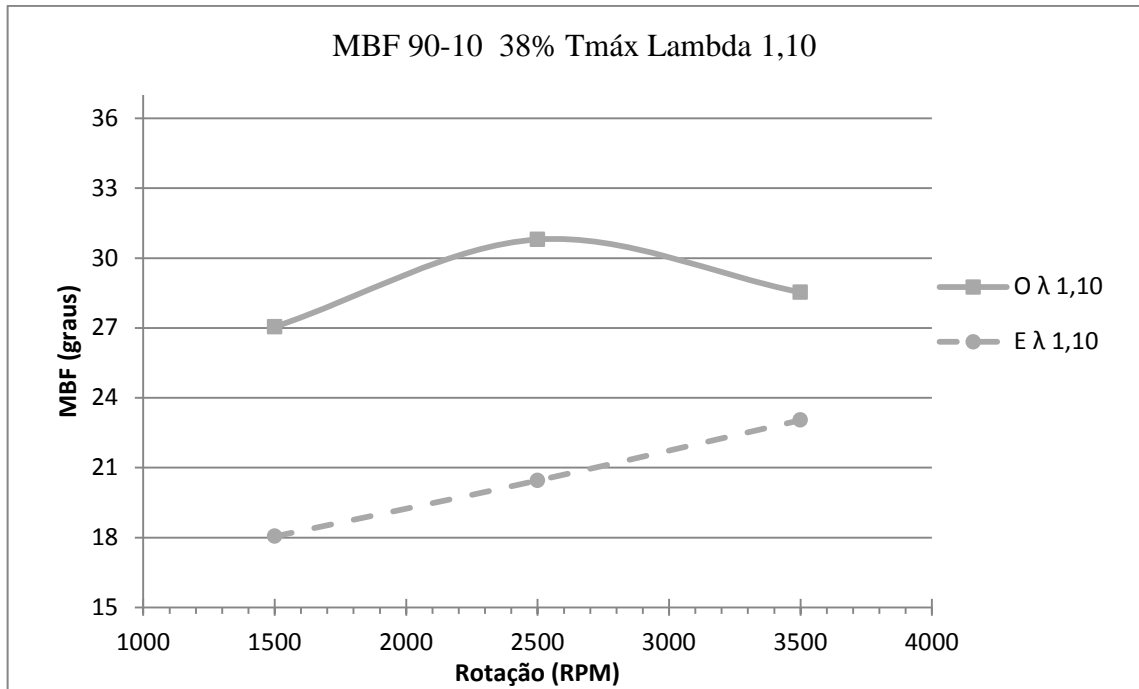


Figura 4.32 - MBF 90-10 do protótipo e do motor original opera com $\lambda=1,10$.

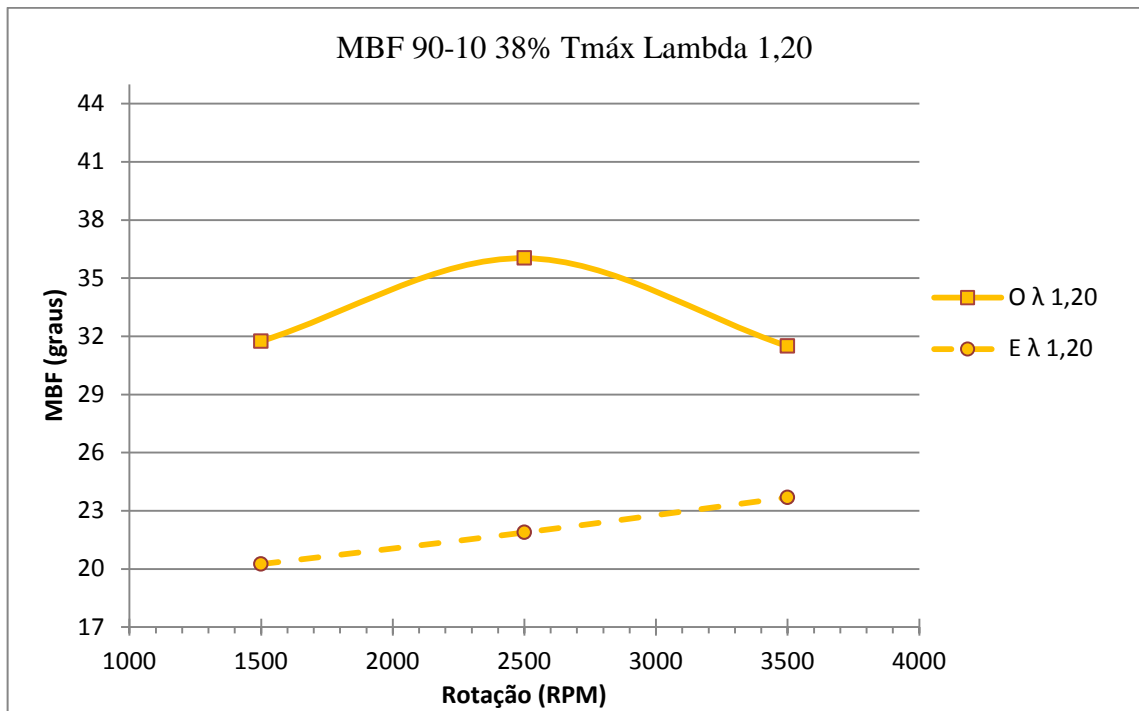


Figura 4.33 - MBF 90-10 do protótipo e do motor original opera com $\lambda=1,20$.

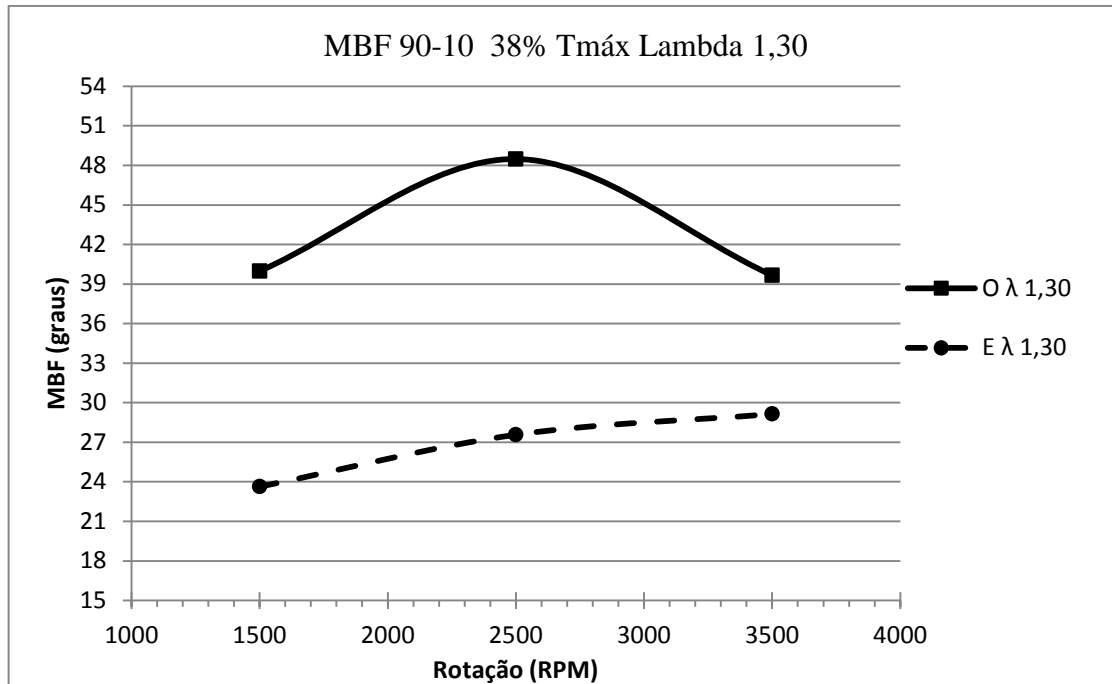


Figura 4.34 - MBF 90-10 do protótipo e do motor original opera com $\lambda=1,30$.

A partir da análise da Tabela 4.17 e dos gráficos das Figura 4.31 a 4.34 é fácil perceber que a implementação do sistema de ignição por lança chamas proporciona uma redução do tempo do processo de combustão em todas as rotações para 38% do torque máximo do protótipo, em relação ao motor original. Embora não tenham sido medidos índices de turbulência na câmara principal, entende-se que essa redução do tempo de combustão é decorrente de um aumento do índice de turbulência na câmara principal decorrente da energia cinética dos jatos de gases em combustão oriundos da pré-câmara de combustão. Esta hipótese é fortemente corroborada pelos maiores reduções percentuais de tempo de combustão à medida que se reduz a rotação do motor, e também os níveis de turbulência na câmara de combustão do motor original.

O mesmo comportamento é observado em relação ao tempo de combustão descrito para 38% do torque máximo para as outras cargas estudadas nesse trabalho.

Uma vez que o motor original é projetado para operar com mistura estequiométrica, deve ser realizada uma comparação do tempo de combustão do protótipo operando com diversas razões ar/combustível com o motor original operando com mistura estequiométrica. Assim gerou-se um gráfico onde são plotadas as curvas do tempo do processo de combustão, referenciadas pelo parâmetro MBF 90-10, do motor original operando com mistura

estequiométrica e do protótipo operando com os lambdas de 1,00, 1,10, 1,20 e 1,30. Estes resultados são apresentados na Figura 4.35.

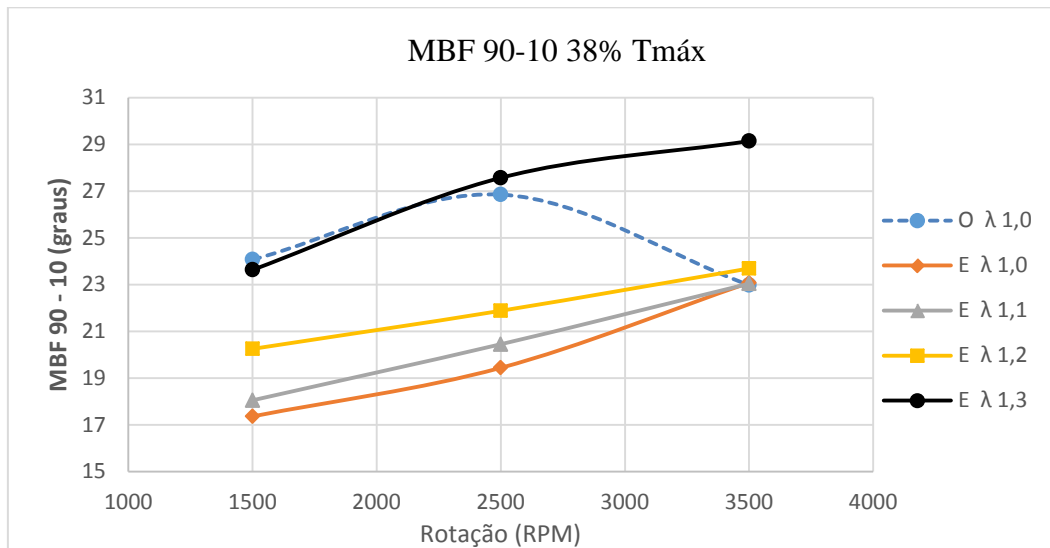


Figura 4.35 - Comparação do tempo de combustão do motor original operando com mistura estequiométrica e do protótipo operando com lambda de 1,00, 1,10, 1,20 e 1,30.

A análise da Figura 4.36 permite perceber um comportamento distinto entre o processo de combustão do protótipo e do motor original. Enquanto no motor original a redução do tempo da combustão é suficiente para compensar o aumento da velocidade do motor, nota-se um comportamento oposto no protótipo. Esta é a razão da redução dos ganhos percentuais de eficiência térmica e consumo específico do protótipo para 3500 RPM, como pode ser visto nas Tabelas 4.1 a 4.3 e 4.5 a 4.7.

A fim de se obter informações adicionais sobre o tempo de queima do protótipo, apresenta-se na Figura 4.36 um gráfico contendo os valores MBF 90-10, MBF 90-50 e MBF 50-10 em função do fator lambda para 38% do torque máximo a 1500 RPM para o protótipo e para o motor original.

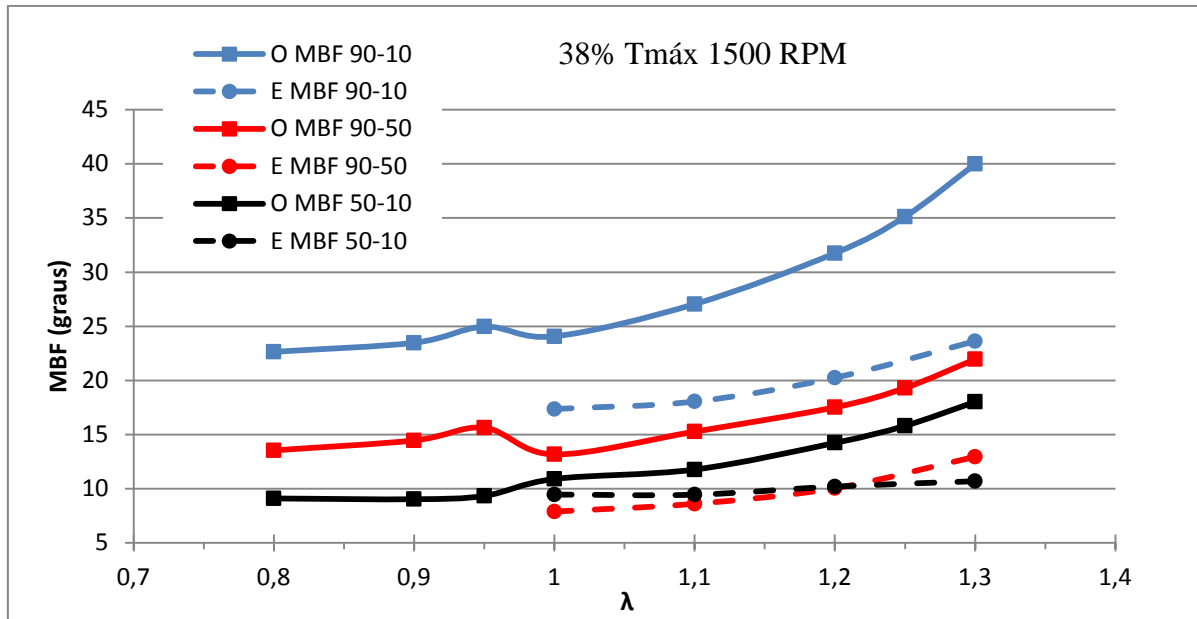


Figura 4.36 - MBF 90-10, MBF 90-50, MBF50-10 em função do fator lambda para o motor original e protótipo.

O estudo da Figura 4.36 permite perceber que o tempo da segunda metade do processo de combustão (MBF 90-50) no motor original sofre um aumento em relação à primeira metade (MBF 50-10), à medida que a mistura é diluída. O mesmo fato não ocorre com o protótipo. Acredita-se que a manutenção de um elevado índice de turbulência por um período mais longo de tempo é a razão da menor aumento do tempo da segunda metade do processo de combustão no protótipo. Todos os outros oito pontos de operação do motor estudados neste trabalho apresentaram o mesmo comportamento qualitativo observado para 38% do torque máximo e 1500 RPM.

4.3.2.3.1 Eficiência da Combustão

A partir da Equação 2.2 foram feitos gráficos da eficiência da combustão em função da rotação para o motor original operando com $\lambda = 1,00$, e para o protótipo de motor equipado com o sistema de ignição por lanças operando com carga estratificada para os lambdas de: $\lambda = 1,00$, $\lambda = 1,10$, $\lambda = 1,20$ e $\lambda = 1,30$. Estes gráficos podem ser vistos nas Figuras 4.37 a 4.39.

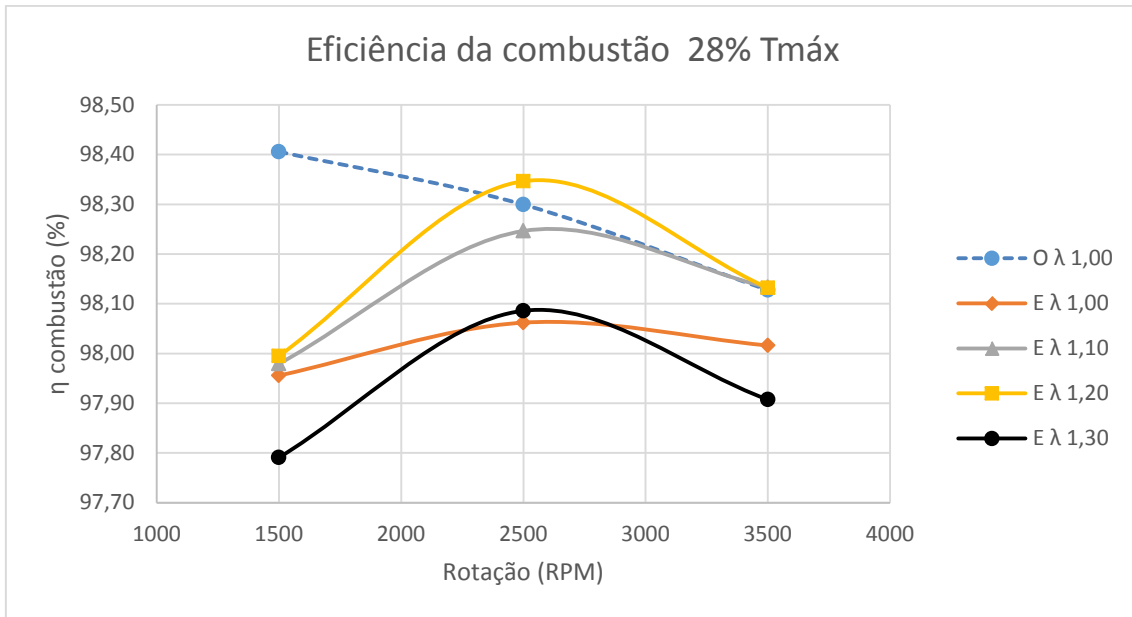


Figura 4.37 – Eficiência da Combustão em função da rotação para 28% do torque máximo.

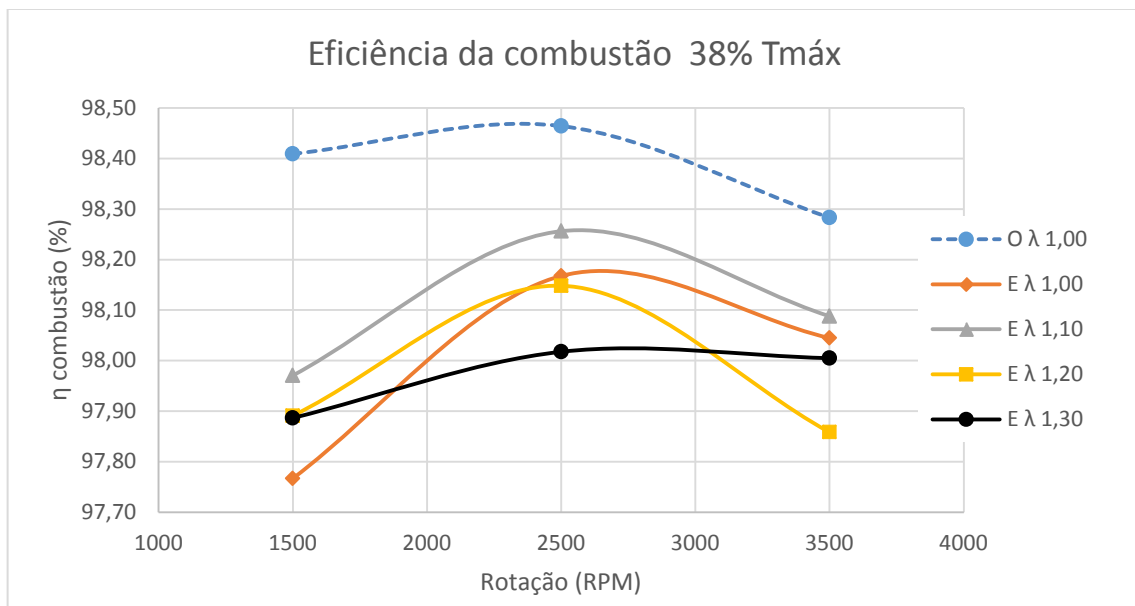


Figura 4.38 – Eficiência da Combustão em função da rotação para 38% do torque máximo.

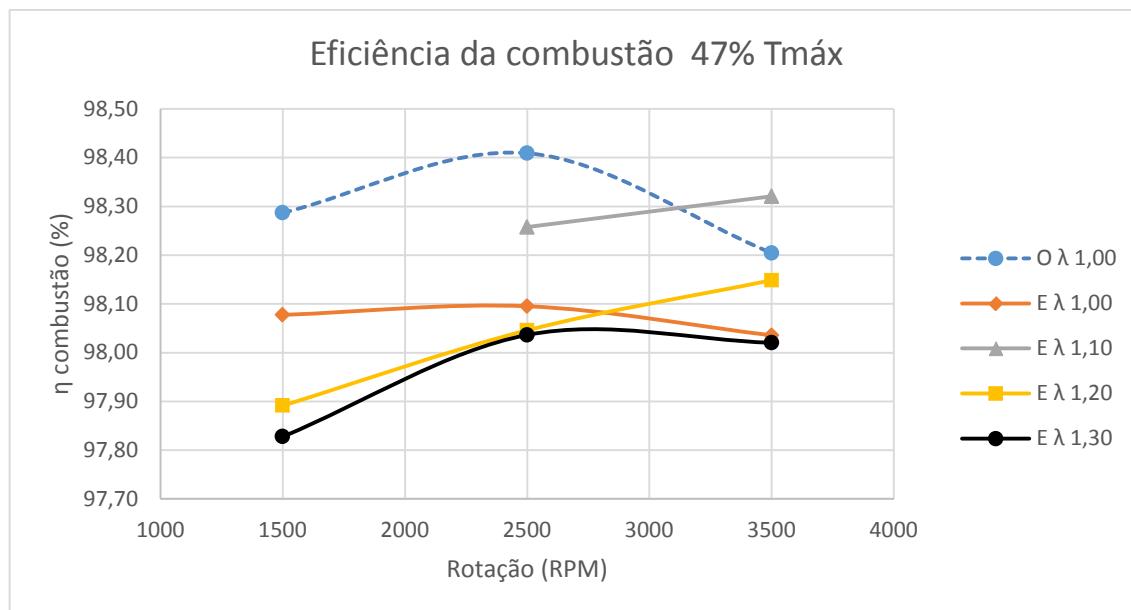


Figura 4.39 – Eficiência da Combustão em função da rotação para 47% do torque máximo.

A análise das Figuras 4.37 a 4.39 mostra uma pequena redução da eficiência da combustão do protótipo em relação ao motor original, a exceção da condição de 28% de torque máximo para lambda 1,20 e rotações de 2500 e 3500 RPM e para a condição de 47% de torque máximo para lambda 1,10 e 3500 RPM. A Tabela 4.18 mostra os valores de eficiência da combustão para o protótipo operando com lambda 1,30 e para o motor original operando com mistura estequiométrica. Para esta condição, apresenta-se também nesta tabela, a perda percentual da eficiência da combustão do protótipo em relação ao motor original.

Tabela 4.18 – Eficiência da combustão

Eficiência da combustão									
Torque	Rotação RPM								
	1500			2500			3500		
	O λ 1,00	E λ 1,30	Δ(%)	O λ 1,00	E λ 1,30	Δ(%)	O λ 1,00	E λ 1,30	Δ(%)
28% T _{max}	98,4%	97,8%	-0,6%	98,3%	98,1%	-0,2%	98,1%	97,9%	-0,2%
38% T _{max}	98,4%	97,9%	-0,5%	98,5%	98,0%	-0,5%	98,3%	98,0%	-0,3%
47% T _{max}	98,3%	97,8%	-0,5%	98,4%	98,0%	-0,4%	98,2%	98,0%	-0,2%

A análise das Figuras 4.37 a 4.39 e da Tabela 4.18 mostra uma pequena redução da eficiência da combustão do protótipo em relação ao motor original. Este resultado, contrário ao esperado, deve-se ao aumento das emissões de hidrocarbonetos, como pode ser visto na Figura 4.40. Esta figura apresenta o gráfico da eficiência da combustão do protótipo supondo

que o mesmo tivesse apresentado o mesmo nível de emissão de hidrocarboneto que o motor original.

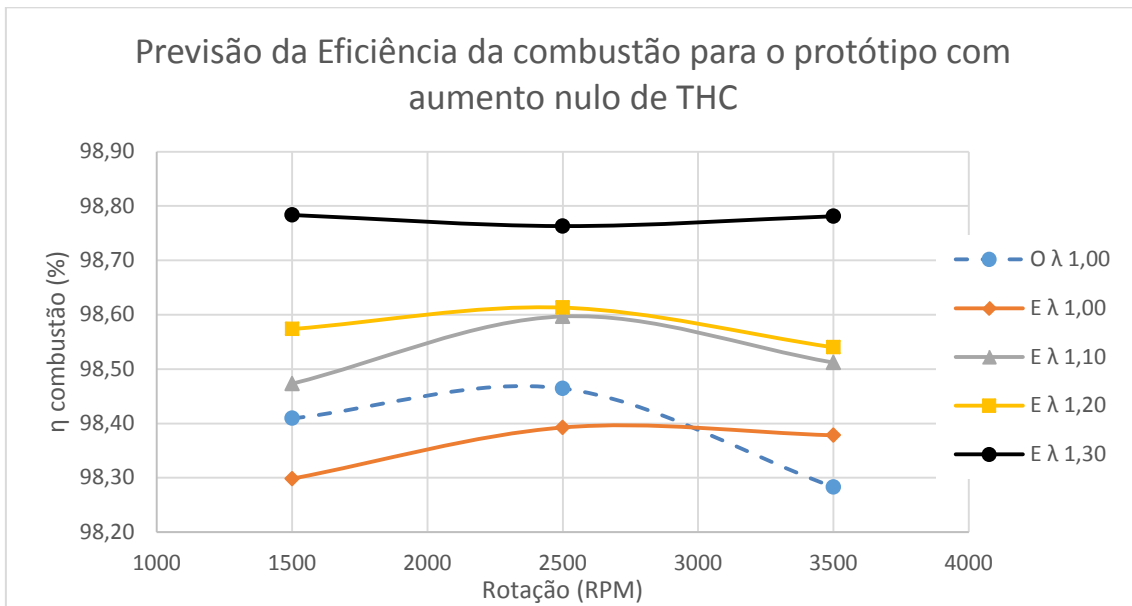


Figura 4.40– Previsão da Eficiência da Combustão do protótipo em função da rotação para 38% do torque máximo supondo aumento nulo de emissão de THC.

A partir dos resultados de eficiência da combustão apresentados na Figura 4.40, percebe-se que a redução de eficiência da combustão apresentada pelo protótipo em relação ao motor original, deve-se ao aumento das emissões de hidrocarbonetos.

CAPÍTULO 5

Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

5.1 CONCLUSÕES

Visando reduzir o consumo de combustível e as emissões de poluentes sem sacrificar o torque e a flexibilidade dos motores, a comunidade científica vem adotando diversas tecnologias e estratégias. A redução do deslocamento volumétrico, *downsizing*, associada à sobrealimentação tem sido extensamente utilizados para reduzir o consumo específico de combustível e os níveis de emissões de poluentes, especialmente CO₂. Contudo é importante observar que o deslocamento volumétrico dos motores pode ser reduzido somente até um limite, sendo este estabelecido pela perda de eficiência da combustão oriunda das elevadas pressões de sobrealimentação que causam severa detonação. No presente trabalho, a implementação de um sistema de ignição por lança chamas dotado de injeção direta de combustível na pré-câmara proporcionou uma redução percentual média de 6,55% no consumo específico de combustível, de 71,58% nas emissões específicas de CO, de 49,51% nas emissões específicas de NO_x, de 8,21% nas emissões específicas de CO₂ e um aumento médio percentual de 7,10% na eficiência térmica do protótipo em relação ao motor original. Estes resultados comprovam que o sistema de ignição por lança chamas representa uma nova via de aperfeiçoamento dos motores de combustão interna, podendo proporcionar ganhos adicionais de consumo de combustível e emissões de poluentes aos já alcançados com a redução do deslocamento volumétrico, *downsizing*, associado à sobrealimentação.

É fundamental destacar que os resultados obtidos com o motor de carga estratificada e sistema de ignição por lança chamas, apesar de serem bastante significativos, estão longe do seu potencial máximo. Conforme os resultados apresentados no Capítulo 4, o sistema de ignição por lança chamas reduz em até 41% o tempo do processo de combustão diminuindo assim o tempo disponível para o surgimento das pré-reações causadoras da detonação e,

consequentemente, tornando o funcionamento do motor menos dependente da razão volumétrica compressão. Por essa razão, pode-se afirmar que ganhos adicionais de eficiência térmica serão obtidos com o emprego de maiores razões volumétricas de compressão e do uso da sobrealimentação. Também é importante destacar a possibilidade da utilização dos dados coletados nesse trabalho para o desenvolvimento de modelos numéricos que poderão ser usados para melhoria da geometria da pré-câmara e dos orifícios de interconexão, que certamente resultarão em ganhos adicionais de consumo específico de combustível e emissões específicas de poluentes. O sistema de ignição por lança chamas gera dentro da câmara de combustão várias frentes de chama, provenientes de uma pré-câmara, dotada de uma elevada energia térmica e cinética (turbulência), possuindo por estas razões a capacidade de promover a combustão de misturas com fator lambda de 1,30 e covariância do IMEP menor que 3,5%. A capacidade deste protótipo em operar com misturas pobres e baixa variabilidade cíclica proporciona a possibilidade da realização de recirculação de gases de escapamento, EGR, tecnologia que reduz a temperatura média da combustão e por isso pode proporcionar ganhos adicionais nas emissões específicas de NO_x .

No capítulo 1 foi realizada uma análise do impacto econômico para a população brasileira provocada pela adoção da tecnologia flexível. Com base nos dados publicados nas tabelas de eficiência energética do IMETRO, do número de veículos leves da frota nacional e do percentual de veículos dessa frota dotados de tecnologia flexível e do consumo e preço de E25 e E94 no Brasil em 2013, estimou-se uma despesa adicional para a população brasileira de 4,22 bilhões de reais. Esta despesa adicional decorre de um aumento de aproximadamente 6% no consumo de combustível decorrente do emprego da tecnologia flexível. Desta forma, pode-se afirmar que o desenvolvimento do sistema de ignição por lança chamas dotado de injeção direta de combustível na pré-câmara tem o potencial técnico para reduzir a zero essa despesa adicional de 4,22 bilhões de reais por ano.

O elevado potencial de ignição por lança chamas associado à existência de duas linhas de alimentação de combustível, cria a possibilidade do emprego de um combustível de baixa octanagem, baixo poder calorífico, difícil ignição via centelha elétrica e baixo custo na câmara principal e de um combustível convencional, tal como o E25, o E94 ou o GNV na pré-câmara. Assim além da redução de consumo específico de combustível proporcionada pela utilização do sistema de ignição por lança chamas, pode-se também obter a partir da utilização desse sistema uma redução do custo do kWh por quilômetro rodado.

Conclui-se, portanto que o sistema de ignição por lança chamas dotado de injeção direta de combustível na pré-câmara pode ser um viável caminho tecnológico para compensar o aumento de consumo de combustível decorrente do emprego da tecnologia flexível, para a obtenção de um motor multicomcombustível de elevada eficiência térmica e sobretudo uma promissora via para proporcionar ganhos adicionais de consumo específico de combustível e emissões específicas de poluentes nos motores sobrealimentados de cilindrada reduzida.

Entre os principais resultados de desempenho do protótipo destaca-se:

- Combustão:

A elevada energia cinética dos jatos de fogo provenientes da pré-câmara proporcionou um aumento dos níveis de turbulência na câmara principal. Decorrente deste fato observou-se que a segunda metade do processo de combustão no protótipo, medida pelo parâmetro MBF 90-50, sofreu uma menor desaceleração quando comparado com o motor original. Uma vez que os níveis de turbulência no motor original crescem com o aumento da rotação e da carga, os ganhos de consumo específico e eficiência térmica do protótipo relativos ao motor original diminuiram à medida que a rotação e carga do motor aumentaram.

A estratificação da mistura decorrente da injeção direta de combustível na pré-câmara associada à elevada energia de ignição proporcionada pelo sistema de ignição por lança chamas conferiram ao protótipo a capacidade de operar com mistura pobre e baixa variabilidade cíclica.

- Consumo Específico e Eficiência Térmica:

Operando com fator lambda de 1,30, o protótipo apresentou uma redução percentual média de 6,55% no consumo específico de combustível em comparação com o motor original operando com mistura estequiométrica. Tal fato decorreu da baixa variabilidade cíclica do protótipo quando operando com mistura pobre resultante da elevada energia cinética e térmica dos jatos de fogo oriundos da pré-câmara.

Enquanto o motor original atingiu uma eficiência térmica máxima de 35,10%, o protótipo alcançou 38,16%, conseguindo um ganho percentual médio de 7,1%. A elevação da eficiência térmica foi justificada em parte pelo aumento do coeficiente politrópico decorrente do emprego de misturas pobres.

- Emissões:

CO: O protótipo operando com fator lambda de 1,30 apresentou uma redução média percentual de 71,58% nas emissões de CO em relação ao motor original operando com mistura estequiométrica. Foi observada uma significativa redução das emissões específicas de CO do protótipo em relação ao motor original à medida que o fator lambda se torna maior que 1,10, permanecendo praticamente constante para empobrecimentos adicionais da mistura ar combustível. A redução de emissão específica de CO deveu-se ao excesso de oxigênio que promoveu a oxidação deste em CO₂.

CO₂: Operando com fator lambda de 1,30, o protótipo apresentou uma redução média percentual de 8,21% nas emissões de CO₂ em relação ao motor original operando com mistura estequiométrica. Uma vez que a combustão completa de um hidrocarboneto produz CO₂ e H₂O, esta redução decorre da redução de consumo específico de combustível.

NO_x: Observou-se que as temperaturas médias máximas de combustão do protótipo operando com lambda 1,30 para 28, 38 e 47% do torque máximo são menores dos que as temperaturas do motor original para os mesmos percentuais de torque. Esta diminuição resultou em uma redução percentual média de 49,51% nas emissões de NO_x do protótipo em relação ao motor original.

THC: Ocorreu um aumento percentual médio de 32,9% nas emissões de hidrocarbonetos não queimados. Uma vez que foi verificada uma redução da emissão específica de monóxido de carbono, indicando a ocorrência de uma combustão mais completa do combustível, acredita-se que este aumento é resultado da formação de um filme fluido de combustível na pré-câmara. Desta forma, acredita-se que o emprego de um combustível gasoso na mesma possa representar a solução deste problema.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir dos resultados obtidos nessa tese e de sua análise foi possível elaborar propostas para realização de trabalhos futuros que certamente contribuirão para o desenvolvimento do sistema de ignição por lança chamas com injeção direta de combustível na pré-câmara, sendo eles:

- _ Calibração e ajuste do controle eletrônico do protótipo para toda faixa de operação do mesmo visando a análise de desempenho em rotações e cargas não estudadas neste trabalho.
- _ Realização de ensaios experimentais utilizando diferentes geometrias de pré-câmara e configurações de orifícios de interconexão.
- _ Realização de ensaios experimentais com pré-câmara dotadas de orifícios de interconexão com diâmetro inferior ao diâmetro crítico a fim de promover a extinção da chama oriunda da pré-câmara. Desta forma seria possível estudar o desempenho do protótipo quando o processo de combustão na câmara principal tem seu início devido à energia térmica dissipada pelos produtos da combustão provenientes da pré-câmara.
- _ Análise das emissões de hidrocarbonetos utilizando combustível gasoso na pré-câmara.
- _ Estudo do desempenho do protótipo operando com diferentes teores de etanol na gasolina.
- _ Estudo do desempenho do protótipo operando com um combustível de baixo poder calorífico e octanagem na câmara principal e um combustível com elevado poder calorífico e na pré-câmara de combustão.
- _ Estudo da influência da razão volumétrica de compressão e da sobrealimentação no desempenho do protótipo, emissões de poluentes e parâmetros de combustão, para vários combustíveis diferentes.
- _ Utilização dos dados experimentais gerados no presente trabalho para o desenvolvimento e a validação de modelos computacionais para simulação do processo de combustão, estratificação da mistura, desempenho e emissões de poluentes. Estes modelos numéricos serão úteis na definição de novas geometrias de pré-câmara e configurações dos orifícios de interconexão a serem testados.
- _ Estudo da influência do catalizador nas emissões específicas do protótipo operando com mistura pobre.
- _ Realização de um estudo do desempenho de um veículo equipado com o motor dotado de ignição por lança chamas operando com carga estratificada.

CAPÍTULO 6

Referências Bibliográficas.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR-5484*: Veículos rodoviários – Código de potência de motores – Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro: 1985.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR-1585*: Veículos rodoviários – Código de potência de motores – Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro: 1996. 26 p.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR-5725*: Guia para expressão da incerteza de medição. Part:1-6,2.ed. Rio de Janeiro,1998.

ABRACILO - Associação Brasileira dos Fabricantes de Motocicletas, Ciclomotores, Motonetas, Bicicletas e Similares - Produção Motocicletas 2010. Disponível em:<http://www.abraciclo.com.br/images/stories/dados_setor/motocicletas/producao/2010%20produo-dezcorreto.pdf>. Acessado em 18/03/2012.

ABRACILO - Associação Brasileira dos Fabricantes de Motocicletas, Ciclomotores, Motonetas, Bicicletas e Similares - Produção Motocicletas 2011. Disponível em:<http://www.abraciclo.com.br/images/stories/dados_setor/motocicletas/producao/2011%20produo-dezembro.pdf>.Acessadoem18/03/2012.

ADAMS, T. G.; *Theory and evaluation of auxiliary combustion (torch) chambers*. Paper SAE 780631, 19p., 1978.

ADLER, U. Automotive Electric/Electronic Systems. Robert Bosch GmbH. Postfach, 50 D-7000 Stuttgart 1. Automotive Equipment Product Group. 1988.

ADLER, U.; BAUER, H.; RÖDER, J. Automotive Handbook. Robert Bosch GmbH. Postfach, 30 02 20, D-70442 Stuttgart. 3rd Edition. Automotive Equipment Business Sector, Department for Technical Information (KH/VDT). 1993.

ALBERTAZZI, A., SOUZA, A.; *Fundamentos de metrologia científica e industrial*, Barueri, SP: Manole, 2008

ANBA – AGÊNCIA DE NOTÍCIA BRASIL – ÁRABE. *Petróleo: Parceria com os Árabes interessam à Petrobrás*. São Paulo, 22 de setembro de 2003. Disponível em <<http://www.anba.com.br/noticia.php?id=102>> Acesso em 15 de abril de 2006.

ANFAVEA - AGENCIA NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES *Carta de ANFAVEA 308 pp. 4*. Disponível em <<http://www.anfavea.com.br/cartas/Carta308.pdf>> Acesso em 21 de janeiro de 2012.

ANP – ASSOCIAÇÃO NACIONAL DO PETRÓLEO. *Gás natural veicular: Mercado em expansão*. Rio de Janeiro, 1 de agosto de 2003. Disponível em <<http://www.anp.gov.br/>> Acesso em: 11 de julho de 2005.

ANP – ASSOCIAÇÃO NACIONAL DO PETRÓLEO. *Glossário*. Rio de Janeiro, 8 de maio de 2005. Disponível em <<http://www.anp.gov.br/glossario/index.asp>> Acesso em: 07 de agosto de 2005.

ASHIDA, K., NODA, T. , KURODA, M. *Auxiliary combustion chamber type internal combustion engine*. United States Patent.30 de Agosto de 2011

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR ISO 1585: Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro, Brasil, 1996, 26p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR ISO 7024: Veículos rodoviários automotores leves - Medição do consumo de combustível - Método de ensaio. Rio de Janeiro, Brasil, 2010, 12p.

ATTARD, W. *Turbulent jet ignition pre-chamber combustion system for spark ignition engines*. United States Patent Application Publication. 03 de Maio de 2012.

BAETA, J. G. C. Metodologia experimental para maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global. Tese de Doutorado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFMG. Belo Horizonte - MG. 2006, 202 p.

BAETA, J. G. C., VALLE, R. M., CARVALHO, R. D. B., BARROS, J. E. M. Mapping procedure applied to general engine management system for spark plug engines. In: CONGRESSO SAE BRASIL 2004, novembro de 2004, São Paulo, SP. SAE Technical Paper Series. Paper nº 2004-01-3435.2004, 10 p.

BAETA, J. G. C., VALLE, R. M., BARROS, J. E. M. Multifuel Spark Ignition Engine – Optimization Performance Analysis. In: CONGRESSO SAE BRASIL 2005, novembro de 2005, São Paulo, SP. SAE Technical Paper Series. Paper nº 2005-01-4145. 2005, 11 p.

BAPTISTA, Bruno de Souza.. *Análise de um sistema de ignição por lança-chamas para motor do ciclo Otto*. Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2007

BAFF - BIOALCOHOL FUEL FOUNDATION. Bought ethanol cars. Disponível em: LATSCH (1984), BAPTISTA (2007). <<http://www.baff.info/english/>> Acessado em 18 de março de 2012.

BAMSEY, I. *The 1000 bhp grand prix engines*. Haynes Publication Inc. 1988.

BARBOSA, C. R. F. *Desempenho de um motor ciclo Otto com injeção direta de gás natural*. São Carlos, 1997. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 1997.

BAUER, H. ME-Motronic engine management Robert Bosch GmbH. Postfach, 30 02 20 D-70442 Stuttgart. Automotive Equipment Business Sector. 1999.

Boretti, Alberto. *Comparasion of fuel economies of high efficiency diesel and hydrogen engines powering a compact car with a flywheel based Kinect energy recovery systems*. International Journal of Hydrogen Energy, 2010, Vol. 35(16), pp. 8417-8424.

BP STATISTICAL REVIEW OF WORLD ENERGY, Disponível em <<http://www.bp.com/sectionbodycopy.do?categoryId=7500&contentId=7068481>> Acesso em 23 de março de 2012.

Dale, J.D. Smy, P. R. Clements, R. M. *The effects of coaxial spark igniter on the performance of and the emissions from an internal combustion engine.* Combustion and Flame, 1978, Vol. 31, pp. 173-185.

DATE, T. Yagi, S., Ishizuya, A., Fujii, I.; *Research and development of the Honda CVCC engine.* Paper SAE 740605, 18p., 1974.

DENTON, T. Automobile electrical and electronic systems. 3rd Edition. McGraw-Hill Publishing Co., New York, 2000.

DETRAN – DEPARTAMENTO NACIONAL DE VEÍCULOS. *Frota de Veículos.* Disponível <<http://www.denatran.gov.br/frota.htm>> Acesso em 05 de abril de 2012.

ECHOS, L. Stillborn: French gas stations chain stops selling E85. AutoblogGreen. Disponível em: <<http://www.autobloggreen.com/2008/05/08/stillborn-french-gas-stations-chain-stops-selling-e85/>>. Acesso em: 30 de março de 2012.

Fox, R.W., Pritchard, P.J. e McDonald, A.T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos.* 8^a ed., Ed. LTC, 2014.

FUJII, I.; YAGI, S.; KAWAY, M.; YOSHIKAWA, H. *MBT Control Utilizing Crank Angle of Maximum Combustion Pressure.* In: AUTOMOTIVE ENGINEERING CONGRESS, 28 de fevereiro a 3 de março de 1989, Detroit, Michigan. *SAE Technical*

GANESAN, V. *Internal combustion engines. 1. Ed.* New York: McGraw-Hill, Inc., 1995. (1995) 540p.

GARRET, Thomas Kenneth. *Automotive fuels and fuel systems.* London. Pentech Press Limited, Vol 1, 1996.

GASMIG – COMPANIA DE GÁS DE MINAS GERAIS. *Composição média do gás natural.* Disponível em: <<http://www.gasmig.com.br/Gas/Composicao.aspx>> Acesso em 7 de março de 2012.

GIACOSA, D. Motores Endotérmicos, capítulos: II, III, IV, VII, X, XVI. Editorial Dossat S.A. Madrid, 1979. 3ª edição.

GOMES, J. R. C.; *Projeto e adaptação de um sistema de ignição por lança-chamas a um motor térmico do ciclo Otto*. Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2004.

GONÇALVES JR., Armando Albertazzi. *Metrologia: parte I*. Santa Catarina: LABMETRO. 2001. 117 p.

GREEN CAR CONGRESS 2006. *Ethanol Direct Injection as an Enabler for Aggressive Engine Downsizing*. 2006. Disponível em: <http://greencarcongress.com/2006/05/ethanol_direct_.html>. Acesso em: 3 de maio de 2006.

GREENPEACE. Entenda mudanças climáticas. Disponível em: <http://p2-aw.greenpeace.org/brasil/greenpeace-brasilclima/entenda/o-que-sao> Acesso em 19/08/2012.

GUSSAK, L. A.; *High chemical activity of incomplete combustion products and method of prechamber torch ignition for avalanche activation of combustion in internal combustion engines*. Paper SAE 750890, 25p., 1975

HANRIOT, S. M. Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutores de admissão em motores de combustão interna. Tese de Doutorado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFMG. Belo Horizonte - MG. 2001, 177 p

HANSEN G. Driving technology in the motor vehicle industry. In: Proceedings of the IPCC expert meeting on industrial technology development, transfer and diffusion, Tokyo, September 21–23; 2004.

HESS, G. Renewable Fuels Face Bumpy Road. Chemical & Engineering News. Disponível em: <<http://pubs.acs.org/cen/government/85/8538gov1.html>>. Acesso em: 30 de março de 2012.

HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. 1 ed. New York McGraw-Hill, Inc., 1995. 930 p.

HONDA MOTOR COMPANY – Disponível em:

<<http://world.honda.com/history/challenge/1972introducingthecvcc/index.html>>. Acesso em 12 de Outubro de 2006.

INGERSOLL, John G. *Natural gas vehicles*. 1. ed. Lilburn, GA: The Fairmont Press, Inc., 1995. 468 p.

INMETRO - INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA Disponível em: www.inmetro.gov.br/ acesso em 03 de abril de 2012.

International Energy Agency (IEA). *Key World Energy Statistics 2008*. Paris, OECD/IEA; 2008. Disponível em:

<<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261909000919>>> Acesso em 30/04/2012.

IPCC – Intergovernmental Panel on Climate Change. *Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*.

KATO, K. et al. *Development of engine for natural gas vehicle*. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, 1 a 4 de março de 1999, Detroit, Michigan. *SAE Technical Paper Series*. Paper nº 1999-01-0574.11 p.

Kito, Shunsuke. Wakai, Kazunori. et al. *Control of combustion in a closed chamber by a hydrogen flame jet ignition (heat flux in a cavity)*. Japan Society of Mechanical Engineers, Part B, June 2001, Vol.67(658), pp. 1544-1548.

KOCH, W. USDA offers incentives to boost E-85 flex fuel use. *USA Today*. Disponível em:<http://content.usatoday.com/communities/greenhouse/post/2011/04/us-funds-e-85-flex-fuel-pumps/1?sms_ss=email&at_xt=4dcaa3c3bd1fb265%2C0>. Acesso em: 30 de março de 2012.

KONISHI, M., Nakamura, N., Oono, E., Baika T. e Sanda, S. *Effects of a prechamber on NOx formation process in the S.I. engine*. Paper SAE 790389, 14p., 1979.

KROH, E. *FFVs flourish in Sweden*. Ethanol Producer Magazine. Disponível em: <http://www.ethanolproducer.com/article.jsp?article_id=4463>. Acesso em: 30 de março 2012

LATSCH, R.; *Swirl-chamber spark plugs improve combustion process*. Based on SAE paper 840455, The swirl-chamber spark plug: a means of faster, more uniform energy conversion in the spark ignition engine. *Automotive Engineering*, v. 92, p. 35-39, Julho, 1984.

MAHLE, Howell – MI, William Attard. *Turbulent Jet Ignition Pre-Chamber Combustion System for Spark Ignition Engines*. F02B 19/12. US. PN: 2012/0103302 A1. PD: 03/05/2012.

MANIVANNAN, A.; TAMIL, P.; PORAI; CHANDRASEKARAN S. *Lean burn natural gas spark ignition engine-an overview*. In: SAE WORLD CONGRESS 2003, 3 a 6 de Março de 2003, Detroit, Michigan. *SAE Technical Paper Series*. Paper nº 2003-01-0638. 12 p.

MAVINAHALLY, N. S., ASSANIS, D. N., GOVINDA, M., K. R. GOPALAKRISHNAN, K. V.; *Torch ignition: Ideal for lean burn premixed-charge engines*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 116, p. 793-798, Out., 1994.

MELO, T.C.C. *Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina*. Tese de Doutorado. UFRJ. Rio de Janeiro, 2012.

MOTAVALLI, Jim. *Flex-Fuel Amendment Makes for Strange Bedfellows*. The New York Times. Disponível em <<http://wheels.blogs.nytimes.com/2012/03/01/flex-fuel-amendment-makes-for-strange-bedfellows/?ref=automobiles>> Acesso em 18 de março de 2012.

MOREIRA, Thiago Augusto Araujo. *Projeto e Construção de um Sistema de Ignição por Lança Chamas com carga estratificada para Motor do Ciclo Otto*. Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2009

MOTEC. *MoTeC M400, M600, M800 & M880 User's Manual*. Victoria, Austrália: MoTeC, 2012. Disponível em: <<http://www.motec.com.au/downloads/downloadmanuals/>> Acesso em: Junho de 2012.

MUSTAFA, B.; HAVVA B. *Recent trends in global production and utilization of bio-ethanol fuel*. Trabzon, Turkey, Pa: Science and Energy Unlimited Company, 2009.

NASCIMENTO, P. T. S., YU, A. S. O.; QUINELLO, R.; RUSSO, R. F. S. M.; NIGRO, F.; LIMA, N. C. *Exogenous Factors in the Development of a Flexible Fuel Cars as a Local Dominant Technology*. *Journal of Technology Management & Innovation*. Vol 4, No 4. Dezembro de 2009, 10p.

NAVARRO, X. Ford is flex-fuel top seller in Germany. Autoblog green. Disponível em: <<http://www.autobloggreen.com/2008/01/10/ford-is-flex-fuel-top-seller-in-germany/>>.

Acesso em: 30 de março de 2012

OBERT, E. F. Motores de combustão interna. Porto Alegre. Ed. Globo. 1971, 618 p.

PAN, J.; SHEPPARD, C.G.W.; TINDALL, A.; BERZINS, M.; PENNINGTON, S.V.; WARE, J.M. *End Gas Inhomogeneity, Autoignition and knock*. INTERNATIONAL FALL FUELS AND LUBRICANTS MEETING AND EXPOSITION, Outubro 1988, San Francisco, CA, USA, Session: Modeling in SI Engines. SAE 982616

PERUZZO, Tito Miragaia e Canto, Eduardo Leite Química Volume único. 1ª Edição. Editora Moderna (SP), 1999.

PORTAL BRASIL - *Preço médio da gasolina tem queda de 0,79% na segunda semana de junho*. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/noticias/arquivos/2011/06/13/preco-medio-da-gasolina-tem-queda-de-0-79-na-segunda-semana-de-junho>> Acesso em 03 de abril de 2012.

PUJATTI, Fabrício José Pacheco. *Desenvolvimento de um sistema de gerenciamento eletrônico para motores de ignição por centelha*. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

PULKRABEK, Willard W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. 1. ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice-Hall, Inc., 1997. 411 p.

RITTL, C.; BELMONTE, R. V.; LEONARDI, G.; MICHELOTTI, G.; DONATTI, C.; FURTADO, M.; BODAS, C. Mudança do clima, Mudanças de vida – Como o aquecimento global já afeta o Brasil.: Greenpeace, 2006. Disponível em: <www.greenpeace.org.br/clima/pdf/cartilha_clima.pdf>. Acesso em 11/08/2012.

ROTHKOPF, G. A Blueprint for Green Energy in the Americas. Inter-American Development Bank. Disponível em: <<http://www.iadb.org/biofuels/>>. Acesso em: 30 de março de 2012.

SÁ, Denis Cley Cândido de. *Análise de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do ciclo Otto*. Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2001.

SCHMITZ, A. Etat des choses dans différents pays. Journal du lancement du bio-éthanol en Belgique en station-service. Disponível em:<http://bioethanol.skynetblogs.be/post/4502748/etat-des-choses-dans-differents-pays-avril-20>. Acesso em: 30 de março de 2012.

SHIGEKI Y., OHIWA, N., HASEGAWA, T. *Ignition and Burning Process in a Divided Chamber Bomb*. The Combustion Institute. In: Elsevier Science Publishing Co., Inc. New York 1995

SILVA, E. R.; SILVA, R. R. H., *Álcool e gasolina: combustíveis do Brasil*. 5 ed. São Paulo: Scipione, 1997. 72 p.

SCHIRMER, W. N.; RUDNIAK, A., *Avaliação das Emissões Gasosas de Diferentes Tipos de Combustíveis Utilizados e seus Impactos Ambientais*. Revista do Departamento de Química e Física, do Departamento de Engenharia Arquitetura e Ciências Agrárias e do Mestrado em Tecnologia Ambiental. 31 de julho de 2009.

SOUSAINIS, J. *World Vehicle Population Tops 1 Billion Units*, Wardsauto. Disponível em:http://wardsauto.com/ar/world_vehicle_population_110815/. Acesso em 23 de março de 2012

STONE, C. R.; WYSZYNSKI, L. P.; KALGHATGI, T. *The Volumetric Efficiency of Direct and Port Injection Gasoline Engines with Different Fuels*. SAE 2002 WORLD CONGRESS AND EXHIBITION, Março 2002, Detroit, MI, USA, Session: Direct Injection SI Engine Technology. SAE 2002-01-0839.

STONE, Richard. *Introduction to internal combustion engines*. 2 ed. Warrendale, PA: SAE Internacional , INC., 1993. 574 p.

TAYLOR, C. F. *Análise dos motores de combustão interna*. Trad. por Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. São Paulo. Edgar Blücher, 1ª reimpressão, v.2, 531 p.1995b.

TURKISH, M. C. *Prechamber and valve gear design for 3-valve stratified charge engines*. Paper SAE 751004, 30 p., 1975.

UNICA – UNIÃO DA AGROINDÚSTRIA CANAVIEIRA DE SÃO PAULO. Motos flex foram as mais vendidas em 2009 na categoria 150cc. Disponível em:

<<http://unica.com.br/noticias/show.asp?nwsCode=4771CECF-FDB8-43B5-9CF9-E342B99F5C23>>. Acesso em 18 de março de 2012.

WRIGHT, R. Ireland discovers the whey to go... .Belfast Telegraph. Disponível em : <<http://www.belfasttelegraph.co.uk/lifestyle/motoring/ireland-discovers-the-whey-to-go-13491640.html>>. Acesso em: 30 de março de 2012.

YOUNG, Kathryn. *Biofuels help environment, but they're hard to find*. The Vancouver Sun. Disponível em <<http://www.canada.com/vancouver/news/story.html?id=45fc61c1-56ba-4b5d-8ef0-405d3acf5b3e>>. Acesso em 29 de março de 2012.

WELTY, J. R.; Wilson, R. E.; Wicks, C. E. *Fundamentals of momentum heat and mass transfer*. 2. ed. New York: John Wiley & Sons, 1976.

WOLFF, D.; Tamura, M.; Tai, H.; Sakurai, T. *Looking into the prechamber of a lean-burn gas engine*. JSME International Journal, Vol. 40, 1997.

WYCZALEK, F. A., Harned, J. L., Maksymiuk, S. e Blevins, J. R. *E.F.I. prechamber torch ignition of lean mixtures*. Paper SAE 750351, 15 p., 1975.

ZHAO, Hua; LADOMMATOS, Nicos. *Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics*, Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, Inc., 2001. 821p

ZUBRIN, R. (2010-07-02). ZUBRIN: Open standards for auto fuel. *Washington Post*. Disponível em : <<http://www.washingtontimes.com/news/2010/jul/2/open-standards-for-auto-fuel/?page=1>>. Acesso em: 30 de março de 2012.

APÊNDICE I

Resultados Experimentais e Incertezas

I.1 ASPECTOS GERAIS

Neste apêndice são apresentados os resultados experimentais e as incertezas associadas as medições realizadas. Apresenta-se também a faixa de medição e a incerteza dos instrumentos utilizados nas medições. Devido a elevada qualidade dos sistemas de medição e ao elevado número de amostras realizadas em cada ensaio, obteve-se em alguns casos um valor de repetitividade ou de incerteza expandida menor do que a incerteza do instrumento. Nestes casos deve-se adotar o valor de incerteza do instrumento utilizado na medição. Por fim destaca-se que as incertezas associadas as medições realizadas encontram-se em conformidade com a norma ABNT 1585.

Tabela I. 1 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3501	18	16,09	0,08	43,89	0,04	344	6	39,1	29,4	4971	45	65,9	0,2
2501	13	11,52	0,06	43,98	0,04	332	6	31,0	29,1	3419	31	45,3	0,1
1500	7	6,87	0,03	43,71	0,04	329	6	19,1	27,4	2037	18	27,0	0,1

Tabela I. 2 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	16,30	0,08	44,49	0,04	348	6	33,0	33,4	5081	46	67,3	0,2
2500	13	11,53	0,06	44,04	0,04	328	6	26,0	26,2	3411	31	45,2	0,1
1500	8	6,96	0,03	44,29	0,04	327	6	11,0	27,9	2068	19	27,4	0,1

Tabela I. 3 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	16,34	0,08	44,59	0,04	336	7	33,0	33,3	4921	49	71,7	0,2
2500	13	11,77	0,06	44,96	0,04	313	6	26,0	25,7	3325	33	48,5	0,1
1500	8	6,90	0,03	43,93	0,04	319	6	11,0	27,2	2003	20	29,2	0,1

Tabela I. 4 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	18	16,28	0,08	44,42	0,04	330	7	34,0	32,7	4826	53	76,7	0,2
2500	12	11,59	0,06	44,27	0,04	307	7	24,0	25,2	3230	35	51,4	0,1
1500	7	6,97	0,03	44,40	0,04	309	7	15,0	25,8	1948	21	31,0	0,1

Tabela I. 5 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	16,35	0,08	44,60	0,04	327	8	35,0	32,5	4793	57	82,6	0,2
2500	12	11,62	0,06	44,38	0,04	305	7	29,0	24,8	3222	38	55,5	0,1
1500	8	6,90	0,03	43,91	0,04	305	7	21,0	26,4	1919	23	33,1	0,1

Tabela I. 6 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	18	21,74	0,11	59,30	0,06	306	6	41,5	27,6	5981	54	79,2	0,2
2501	13	15,33	0,08	58,53	0,06	299	6	35,8	28,1	4112	37	54,5	0,1
1500	7	9,16	0,05	58,31	0,06	304	6	26,9	28,5	2497	23	33,1	0,1

Tabela I. 7 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	21,84	0,11	59,59	0,06	311	6	35,0	31,6	6115	55	81,0	0,2
2500	12	15,28	0,08	58,38	0,06	299	6	29,0	23,8	4163	38	55,2	0,1
1500	8	9,27	0,05	59,00	0,06	309	6	22,0	21,5	2634	24	34,9	0,1

Tabela I. 8 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	21,83	0,11	59,56	0,06	305	6	39,0	30,9	5988	60	87,3	0,2
2500	13	15,57	0,08	59,47	0,06	289	6	31,0	23,0	4107	41	59,9	0,1
1500	7	9,33	0,05	59,37	0,06	289	6	19,0	21,3	2475	25	36,1	0,1

Tabela I. 9 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	21,76	0,11	59,38	0,06	295	6	37,0	29,8	5804	63	92,3	0,2
2500	13	15,52	0,08	59,27	0,06	279	6	31,0	22,3	3957	43	62,9	0,2
1500	7	9,36	0,05	59,59	0,06	274	6	23,0	21,4	2361	26	37,5	0,1

Tabela I. 10 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	18	21,76	0,11	59,36	0,06	293	7	39,0	29,4	5752	68	99,1	0,2
2500	13	15,51	0,08	59,23	0,06	276	6	33,5	21,8	3927	46	67,6	0,2
1500	7	9,19	0,05	58,52	0,06	270	6	22,0	21,6	2285	27	39,4	0,1

Tabela I. 11 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	27,19	0,14	74,19	0,07	271	5	45,8	26,6	6880	62	91,2	0,2
2501	13	19,47	0,10	74,35	0,07	262	5	39,7	26,9	4852	44	64,3	0,2
1500	7	11,65	0,06	74,20	0,07	252	5	30,1	27,3	2940	27	39,0	0,1

Tabela I. 12 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	27,21	0,14	74,25	0,07	286	6	38,0	28,9	7252	66	96,1	0,2
2500	12	19,22	0,10	73,40	0,07	270	5	32,5	21,8	4967	45	65,8	0,2
1500	7	11,61	0,06	73,92	0,07	259	5	23,0	24,3	2940	27	39,0	0,1

Tabela I. 13 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	27,04	0,14	73,77	0,07	273	6	43,0	28,6	6948	69	101,3	0,3
2500	12	19,61	0,10	74,92	0,07	262	6	35,0	21,4	4917	49	71,7	0,2

Tabela I. 14 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	18	26,88	0,13	73,35	0,07	268	6	44,0	28,1	6772	74	107,7	0,3
2500	13	19,32	0,10	73,78	0,07	253	6	36,0	21,2	4694	51	74,6	0,2
1500	8	11,62	0,06	73,99	0,07	243	6	26,0	22,7	2832	31	45,0	0,1

Tabela I. 15 - Grandezas medidas e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30													
Rotação		Potência		Torque Corrigido		BSFC		Posição de Borboleta	Temperatura do Ar Adm.	Vazão mássica de combustível		Vazão mássica de Ar	
rev/min		kW		Nm		g/kWh		%	°C	g/h		kg/h	
Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	Média	Média	IC	Média	IC
3500	17	27,18	0,14	74,16	0,07	263	6	45,0	27,4	6736	79	116,0	0,3
2500	12	18,91	0,09	72,25	0,07	254	6	40,0	20,8	4652	55	80,1	0,2
1500	7	11,74	0,06	74,74	0,07	233	6	30,0	21,1	2755	32	47,5	0,1

Tabela I. 16 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,226	0,003	12,5	0,1	1656	17	588	6
2500	0,380	0,124	12,7	0,2	1803	20	530	6
3500	0,489	0,013	12,9	0,1	1948	20	535	6

Tabela I. 17 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,241	0,003	11,1	0,1	1795	18	829	8
2500	0,312	0,003	11,3	0,1	2180	22	676	7
3500	0,325	0,003	11,8	0,1	2356	24	688	7

Tabela I. 18 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,051	0,001	10,5	0,1	2513	26	792	8
2500	0,084	0,001	10,7	0,1	2466	25	626	6
3500	0,134	0,001	11,1	0,1	2339	24	653	7

Tabela I. 19 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,0481	0,0005	9,7	0,1	1033	11	778	8
2500	0,0763	0,0008	9,4	0,1	1091	12	601	6
3500	0,1288	0,0023	9,3	0,1	1615	19	649	7

Tabela I. 20 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,0448	0,0005	9,0	0,1	327	4	828	8
2500	0,0558	0,0006	9,2	0,1	337	3	675	7
3500	0,1223	0,0012	9,0	0,1	791	8	708	7

Tabela I. 21 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,249	0,003	12,2	0,1	2089	22	558	6
2500	0,244	0,004	12,6	0,1	2136	23	522	6
3500	0,426	0,010	12,7	0,1	2243	23	487	5

Tabela I. 22 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,255	0,003	11,5	0,1	3135	32	835	8
2500	0,276	0,003	11,5	0,1	2379	24	629	6
3500	0,333	0,004	11,8	0,1	2628	27	675	7

Tabela I. 23 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,0399	0,0004	10,6	0,1	3611	36	749	8
2500	0,0858	0,0016	11,5	0,1	2379	24	629	6
3500	0,1205	0,0012	11,5	0,1	3236	32	638	6

Tabela I. 24 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,0373	0,0004	9,7	0,1	2436	25	759	8
2500	0,0779	0,0008	9,8	0,1	2050	21	627	6
3500	0,1109	0,0012	10,8	0,1	2678	27	684	7

Tabela I. 25 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,0305	0,0005	9,1	0,1	674	8	778	8
2500	0,0697	0,0007	9,4	0,1	763	8	678	7
3500	0,0885	0,0009	9,4	0,1	869	9	676	7

Tabela I. 26 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,321	0,005	12,4	0,1	2444	27	562	6
2500	0,172	0,003	12,7	0,1	2622	26	549	6
3500	0,445	0,012	12,9	0,1	2610	27	490	5

Tabela I. 27 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,240	0,003	11,1	0,1	2568	26	727	7
2500	0,308	0,003	11,8	0,1	2888	29	623	6
3500	0,293	0,003	12,4	0,1	2948	30	668	7

Tabela I. 28 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,0372	0,0004	10,5	0,1	3958	40	647	7
2500	0,1004	0,0010	10,9	0,1	3540	35	563	6
3500	0,0933	0,0009	11,3	0,1	2943	29	572	6

Tabela I. 29 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,0365	0,0004	9,8	0,1	3417	34	702	7
2500	0,0889	0,0009	10,3	0,1	3024	31	605	6
3500	0,0889	0,0010	10,3	0,1	2588	27	600	6

Tabela I. 30 - Emissões volumétricas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	vol%		vol%		ppm		ppm	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	0,0417	0,0004	8,7	0,1	1342	14	769	8
2500	0,0857	0,0009	9,3	0,1	1475	15	631	6
3500	0,0840	0,0008	9,6	0,1	979	10	667	7

Tabela I. 31 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	7,75	0,13	670	11	6,1	0,1	3,17	0,05
2500	13,13	0,21	691	11	6,7	0,1	2,88	0,05
3500	17,70	0,29	733	12	7,6	0,1	3,05	0,05

Tabela I. 32 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	8,05	0,13	585	10	6,4	0,1	4,36	0,07
2500	10,73	0,18	608	10	8,0	0,1	3,66	0,06
3500	11,70	0,19	665	11	9,1	0,1	3,90	0,06

Tabela I. 33 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	1,87	0,03	604	10	9,8	0,2	4,56	0,07
2500	3,05	0,05	611	10	9,6	0,2	3,60	0,06
3500	5,21	0,08	677	11	9,8	0,2	4,00	0,06

Tabela I. 34 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	1,87	0,03	594	10	4,3	0,1	4,76	0,08
2500	2,98	0,05	575	9	4,6	0,1	3,69	0,06
3500	5,24	0,08	594	10	7,0	0,1	4,15	0,07

Tabela I. 35 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 28% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	1,89	0,03	600	10	1,5	0,0	5,51	0,09
2500	2,44	0,04	633	10	1,6	0,0	4,65	0,07
3500	5,45	0,09	633	10	3,8	0,1	4,97	0,08

Tabela I. 36 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	7,74	0,48	594	20	7,0	0,2	3,17	0,07
2500	7,55	0,69	611	26	7,1	0,3	2,88	0,07
3500	13,63	2,22	640	8	7,7	0,2	3,05	0,06

Tabela I. 37 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	8,25	0,29	587	10	10,9	0,2	4,26	0,06
2500	8,79	0,35	578	7	8,1	0,1	3,15	0,04
3500	10,53	0,36	588	14	8,9	0,1	3,37	0,06

Tabela I. 38 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	1,33	0,03	553	7	12,9	0,2	3,93	0,05
2500	2,91	0,35	616	8	8,6	0,1	3,36	0,05
3500	4,26	0,06	638	9	12,3	0,2	3,55	0,05

Tabela I. 39 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	1,31	0,03	536	7	9,1	0,2	4,18	0,07
2500	2,81	0,04	557	7	7,9	0,2	3,56	0,05
3500	4,24	0,15	646	10	11,0	0,2	4,12	0,06

Tabela I. 40 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 38% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	1,16	0,10	540	9	2,7	0,1	4,64	0,07
2500	2,76	0,04	583	7	3,2	0,1	4,23	0,06
3500	3,61	0,05	605	7	3,8	0,1	4,34	0,08

Tabela I. 41 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina O λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	9,20	0,71	556	27	7,5	0,3	2,54	0,11
2500	5,09	0,65	591	8	8,3	0,1	2,55	0,04
3500	13,19	2,57	601	7	8,3	0,2	2,29	0,05

Tabela I. 42 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,00								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	6,83	0,70	494	27	7,8	0,3	3,25	0,11
2500	9,28	0,67	559	7	9,3	0,1	2,95	0,04
3500	9,02	2,66	597	7	9,7	0,2	3,24	0,06

Tabela I. 43 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,10								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
2500	3,22	0,70	550	7	12,2	0,2	2,84	0,04
3500	3,06	2,82	580	7	10,3	0,2	2,95	0,06

Tabela I. 44 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,20								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	1,24	0,83	522	32	12,5	0,4	3,76	0,13
2500	3,09	0,76	561	8	11,3	0,2	3,31	0,05
3500	3,14	3,02	569	7	9,8	0,2	3,33	0,06

Tabela I. 45 - Emissões específicas de poluentes e incerteza combinada (IC) para 47% do torque máximo

Gasolina E λ 1,30								
Rotação	CO		CO ₂		NO _x		THC	
rev/min	g/kWh		g/kWh		g/kWh		g/kWh	
VN	Média	IC	Média	IC	Média	IC	Média	IC
1500	1,47	0,86	483	33	5,1	0,4	4,29	0,13
2500	3,26	0,82	558	8	6,0	0,1	3,78	0,05
3500	3,21	3,26	579	7	4,0	0,2	4,01	0,07

Tabela 1.46 – Principais características dos Sistemas de Medição

Sensor de vazão de combustível	
Faixa de medição	3 a 46 kg/h
Repetitividade	< $\pm 0,1\%$
Sensor de vazão de ar	
Faixa de medição	40 a 1200 kg/h
Repetitividade	< $\pm 0,25\%$
Sensor de rotação do dinamômetro	
Faixa de medição normal	0 a 10000 RPM
Repetitividade	< $\pm 0,5\%$
Célula de carga do dinamômetro	
Faixa de medição	0 a 500 kgf
Repetitividade	< $\pm 0,1\%$
Sensor de temperatura do ar	
Faixa de medição	0 a 150°C
Repetitividade	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
Sensor de CO	
Faixa de medição	0-0.5 vol% a 0-10 vol %
Repetitividade	$\pm 1\%$
Sensor de CO ₂	
Faixa de medição	0-0.5 vol% a 0-20 vol %
Repetitividade	$\pm 1\%$
Sensor de NO _x	
Faixa de medição	0-100 ppm a 0-3000 ppm
Repetitividade	$\pm 1\%$
Sensor de THC	
Faixa de medição	0-1000 ppm a 0-10000 ppm
Repetitividade	$\pm 1\%$
Sensor de Pressão AVL GU22C	
Faixa de medição	0 a 25 MPa
Repetitividade	$\pm 1\%$

APÊNDICE II

Driver de Acoplamento

No circuito de acoplamento entre o condicionador de sinais da Magnetti Marelli e a MoTeC foram utilizados fotoacopladores 4N25. Estes foram usados para realizar o acoplamento do acionamento elétrico da MoTeC M800 e o sinal de comando para o driver Magnetti Marelli. Para simular a presença de eletroinjetores na saída da MoTeC M800 foram utilizados resistores de 15Ω 10W. Caso o comando de injeção da MoTeC M800 fosse ligado diretamente ao fotoacoplador, a mesma apresentaria um erro devido a alta impedância do resistor do fotoacoplador 4N25 utilizado para limitar a corrente na sua porta de entrada. Dessa forma deve-se configurar a segunda bancada de injetores para operar como se a mesma estivesse ligada a eletroinjetores de alta impedância (16Ω).

De acordo com informações contidas na ficha técnica do condicionador de sinais da Magnetti Marelli, um resistor *pull-down* de $10\text{ k}\Omega$ foi utilizado na saída do circuito. A tensão de 5 Volts utilizada na saída deste circuito é obtida utilizando um regulador de tensão LM7805. Para evitar um sobreaquecimento do circuito de acoplamento um ventilador 12V 0,25A foi instalado no mesmo. A Figura II.1 apresenta o esquema elétrico do circuito de acoplamento.

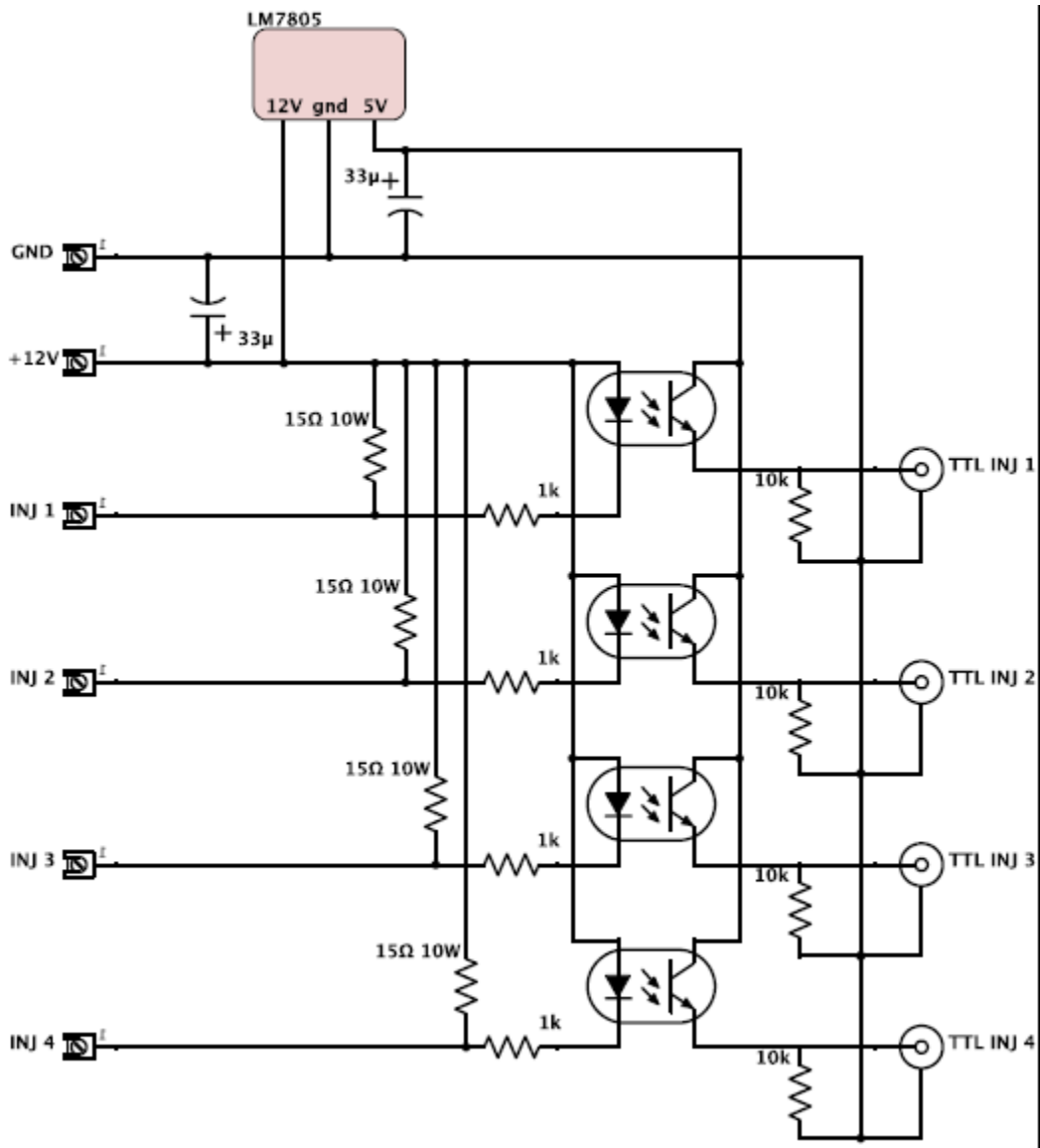


Figura II.1 – Esquema elétrico do circuito de acoplamento

APÊNDICE III

Cálculo da Potência Hidráulica Necessária a Pressurização do Combustível Fornecido a Pré-Câmara

Segundo FOX (2014) a potência hidráulica pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$P = \gamma QH \quad (\text{III.1})$$

Onde:

P , potência [W];

γ , peso específico do fluido [N/m³];

Q , vazão volumétrica [m³/s];

H , carga cedida ao escoamento pela bomba [m].

Considerando desprezíveis os efeitos de compressibilidade e as variações de energia cinética e potencial do escoamento, a carga cedida ao escoamento pela bomba pode ser obtida através da Equação III.2

$$H = \frac{\Delta P}{\gamma} \quad (\text{III.2})$$

Onde:

H , carga cedida ao escoamento pela bomba [m].

γ , peso específico do fluido [N/m³];

ΔP , variação de pressão do escoamento ao passar pela bomba [Pa].

Combinando as Equações III.1 e III.2 obtém-se

$$P = \frac{\dot{m}_p \Delta P N}{\rho \cdot 10^6 \cdot 30} \quad (\text{III.2})$$

Onde,

\dot{m}_p , vazão mássica por pulso [mg/pulso];

ΔP , diferença de pressão entre a entrada e saída da bomba [Pa];

ρ , densidade do fluido [kg/m³];

N , rotação do motor [RPM].

Considerando uma pressão de injeção de combustível da bancada secundária de 3 MPa, uma vazão de combustível de 0,5 mg por ciclo por cilindro e uma rotação do motor de 3500 RPM, obtém-se a potência hidráulica necessária para pressurização do combustível fornecida a pré-câmara.

Considerando que a densidade do E25 é 750 kg/m³, para as condições de operação enunciadas no parágrafo anterior, obtém-se uma potência hidráulica de 0,233 W. É importante destacar que esta condição refere-se a condição de maior vazão mássica de combustível na pré-câmara e, portanto, a condição de maior demanda de potência hidráulica para pressurização do mesmo.