



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

**ANÁLISE E CARACTERIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE
IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS OPERANDO COM
CARGA HOMOGÊNEA**

THIAGO AUGUSTO ARAÚJO MOREIRA

Belo Horizonte, Dezembro de 2014



ANÁLISE E CARACTERIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS OPERANDO COM CARGA HOMOGÊNEA

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

Área de Concentração: Calor e Fluidos

Aluno: Thiago Augusto Araújo Moreira

Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle

Co-Orientador: Prof. Dr. José Eduardo Mautone Barros

Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

Dezembro de 2014

RESUMO

As tendências mundiais no desenvolvimento de motores de combustão interna com ignição por centelha levam a adoção de misturas pobres na câmara de combustão. Sistemas de injeção direta operando de forma homogênea ou estratificada tem sido desenvolvidos visando melhorias no processo de formação de mistura e redução nas emissões veiculares. Uma alternativa tecnológica viável para a redução de consumo de combustível e diminuição na emissão de poluentes é a utilização de um sistema de ignição por lança chamas em motores de combustão interna do ciclo Otto. O objetivo geral do trabalho é desenvolver e caracterizar um protótipo de motor de pesquisa provido de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea. O protótipo do sistema de ignição por lança chamas a ser caracterizado é constituído de uma geometria fixa de pré-câmara por cilindro, com volume de $3,66 \text{ cm}^3$ e furo de intercomunicação único e central com $6,00 \text{ mm}$ de diâmetro, alimentada com mistura homogênea oriunda da câmara de combustão principal. O sistema de ignição e injeção é controlado por um sistema de gerenciamento eletrônico reprogramável. A metodologia desenvolvida é constituída das seguintes etapas: análise numérica do sistema de arrefecimento da pré-câmara e modelamento unidimensional do sistema de ignição por lança chamas; calibração do sistema de controle do motor a partir da medição dos parâmetros de combustão na pré-câmara e câmara principal; medição das emissões de poluentes; aquisição e análise dos resultados obtidos. Como principais resultados foram obtidos um aumento em torno de até 10% de eficiência térmica dentro da faixa aceitável para uma combustão estável em relação ao motor original. Para as emissões específicas de monóxido de carbono foram obtidas reduções de até 91%. Também é importante ressaltar a redução da ordem de 76% nas emissões de NOx. Conclui-se que o sistema proposto demonstra um potencial promissor para aumento de eficiência térmica e reduções consideráveis dos níveis de emissões de poluentes.

Palavras chave: Ignição por lança chamas; carga homogênea; motor de combustão interna; emissões de poluentes; eficiência térmica.

ABSTRACT

The trends in the development of spark ignition engines leads to the adoption of lean mixtures in the combustion chamber. Direct injection systems operating in homogeneous or stratified mode have been developed aiming at improving the mixture formation and seeking the reduction of exhaust gas emissions. One possible technological alternative in order to reduce fuel consumption and to decrease exhaust emissions is the use of a torch ignition system in Otto cycle engines. The main goal of this work is to develop and characterize a torch ignition prototype engine running in homogeneous mixture mode. The torch ignition prototype engine to be characterized features a fixed geometry pre-chamber per cylinder with a volume of 3.66 cm^3 and a single central interconnection orifice of 6 mm diameter, fueled with homogeneous mixture coming from the main combustion chamber. The engine control system is a programmable electronic management system, which allows full access and control of the engine parameters. The methodology consists of the following steps: numerical analysis of the pre-chamber cooling system and the torch ignition one-dimensional modeling; the engine control system calibration from the measurement of combustion parameters in the pre-chamber and main chamber; exhaust emission measurement; recording and analysis of the obtained results. The main results obtained were an increase of up to about 10% thermal efficiency within the acceptable range for a stable combustion process compared to the baseline engine. For the specific emissions of carbon monoxide, up to 91% reductions were obtained. It is also important to emphasize the reduction of approximately 76% in NO_x emissions. It is concluded that the proposed system shows promising potential for increased thermal efficiency and significant reductions in pollutant emissions.

Keywords: Torch ignition; homogeneous mixture; internal combustion engine; pollutant emissions, thermal efficiency.

Este trabalho é dedicado aos meus pais.

Ronaldo e Rosângela

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu herói, Ronaldo Magalhães Moreira, por todos os ensinamentos e exemplo de dedicação, luta e perseverança. Agradeço a minha mãe, Rosângela da Conceição Araújo, pessoa mais doce deste mundo e um exemplo de amor aos filhos, neto e ao próximo.

A minha esposa, Ângela Mara, por todo apoio recebido nas horas tão difíceis em prol da ciência. TE AMO.

As minhas lindas irmãs e ao meu sobrinho.

Ao meu amigo e orientador **Prof. Dr. Ramon Molina Valle**, pela oportunidade, confiança depositada e ensinamentos transmitidos ao longo dos 7 anos de convívio quase que diário.

Ao meu amigo e co-orientador **Prof. Dr. José Eduardo Mautone Barros**, sem sua ajuda este trabalho não seria possível. Você foi o professor que mais me ensinou durante toda vida. Sou eternamente grato.

Ao meu amigo e maior surpresa positiva em relação ao trabalho de doutorado, **Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta**, sem sua disponibilidade, contribuição técnica e científica este trabalho não seria possível. Jamais se esqueça de que você é uma pessoa admirada e respeitada por todos nós.

Ao Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti, pelo auxílio e colaboração na elaboração do trabalho. Agradeço também pela amizade conquistada.

Ao Alexandre Gomes, pelo auxílio na parte administrativa do trabalho e amizade adquirida.

Ao Gigante, Fernando Antônio Rodrigues Filho, meu amigo. Um exemplo de garra e determinação. Com certeza esta luta se tornou menos difícil por trabalharmos juntos.

Ao amigo Lucas Alexandre Gonçalves Ribeiro pelas milhares de horas dedicadas a pesquisa e por saber que auxiliei na formação de um engenheiro brilhante.

Ao amigo Marcelo Augusto Maia Pires, pelas intermináveis horas de trabalho. Continue como você é! O céu é o limite!

Ao brilhante e amigo Alysson Fernandes Teixeira, obrigado por tudo. Sua ajuda foi fundamental para a realização da metodologia numérica.

Ao grande amigo Bryan Castro Caetano pelas soluções encontradas nos momentos difíceis dos ensaios e pela amizade adquirida.

Ao amigo “gourmet” Arthur Castilho Neves, sem seu auxílio no tratamento dos dados, concluir o trabalho se tornaria uma tarefa mais árdua.

Ao brilhante engenheiro e amigo Leandro Minetti, também pelas milhares de horas dedicadas a ciência.

Ao Vinícius Faria Duarte pela significativa ajuda nos procedimentos de calibração do protótipo e sensores utilizados pela ECU.

Ao Pedro Ambrósio, pelo auxílio no desenvolvimento da simulação unidimensional.

Ao Fabrício Torres Borgui, pela pesquisa e simulação em conjunto do escoamento de ar no sistema de ignição por lança chamas.

Ao Paulo Henrique Garcia Ferreira e Samuel Carvalho pela grande ajuda prestada ao projeto.

Ao Luis Gustavo de Carvalho Monteiro e Guilherme Henrique Teixeira de Abreu pelo auxílio na revisão de textos e amizade adquirida.

A todos os que auxiliaram no projeto *torch ignition*.

Aos colegas de pós-graduação Márcio Guzzo, Roberto Berlimi, Carlos Alberto Jr, Leonardo Guimarães e em especial aos amigos Gilberto Augusto A. Moreira, Jaqueline Martins de Paulo e José Pedro Perreira Júnior pela amizade, companheirismo e por fazer meus dias mais leves.

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 Instituto Federal de Minas Gerais, por permitir meu afastamento e pelo enorme apoio prestado a execução deste trabalho de pesquisa. Um agradecimento em especial ao Prof. Dr. Fabricio Carvalho, Prof. Dr. Daniel Neves, Prof. Dr. Claudio Turani, meus amigos.

À GUINDAUTO – Metalúrgica São Francisco pela excelente qualidade dos serviços de usinagem prestados. Agradecimentos especiais ao Engenheiro Édson Donizeti de Andrade.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – O DESENVOLVIMENTO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	1
1.2 – O SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS	4
1.3 – OBJETIVOS	8
1.3.1 - Objetivo Geral.....	8
1.3.2 - Objetivos Específicos.....	8
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
2.1 – FUNDAMENTOS.....	10
2.2 – FORMAÇÃO DA MISTURA AR/COMBUSTÍVEL	13
2.2.1 – Carga estratificada.....	17
2.2.1.1 – Estratificação da carga por carburador auxiliar	18
2.2.1.2 – Estratificação da carga por injeção direta.....	19
2.2.1.3 – Estratificação da carga através do sistema de ignição por lança chamas	21
2.3 – SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS PARA GERAÇÃO DE TURBULÊNCIA SEM ESTRATIFICAÇÃO DA CARGA.....	29
2.4 – CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DO SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS.....	33
2.4.1 – Geometria da pré-câmara de ignição	33
2.4.2 – Volume da pré-câmara de ignição	35
2.4.3 – Posição da pré-câmara em relação ao plano do pistão	38
2.4.4 – Configuração dos orifícios de interconexão	41
2.4.5 – Influência da posição da vela de ignição	47
2.5 – ESTADO DA ARTE SOBRE O SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS	50
CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA	66
3.1 - Características do Protótipo de pesquisa desenvolvido a Ser ANALISADO	66
3.1.1 – Seleção do motor a ser adaptado ao sistema de ignição por lança chamas	67
3.1.2 – Geometria da pré-câmara	68

3.1.3 – Volume da pré-câmara de ignição.....	68
3.1.4 – Diâmetro dos orifícios de interconexão.....	69
3.1.5 – Posição e características da vela de ignição da pré-câmara.....	69
3.1.6 – Material utilizado para a construção da pré-câmara.....	70
3.1.7 – Sistema de arrefecimento da pré-câmara.....	70
3.1.8 – Determinação da nova relação de compressão com a pré-câmara e determinação da nova altura do cabeçote.....	70
3.2 – O APARATO EXPERIMENTAL	70
3.2.1 – Combustível a ser utilizado	71
3.2.2 – Sistema de gerenciamento eletrônico	71
3.2.3 – Dinamômetro utilizado para os testes.....	75
3.2.4 – Sistema de medição dos gases de descarga	79
3.2.5 – Sistema de medição de pressão do cilindro	83
3.2.6 – A instrumentação utilizada	89
3.3 – PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO	92
3.3.1 – Grandezas calculadas e medidas nos ensaios dinamométricos.....	93
3.3.2 – Determinação das incertezas de medição.....	94
3.3.3 – Metodologia dos testes para caracterização do protótipo.....	94
3.3.3.1 – Etapa 1 – Testes com motor original.....	94
3.3.3.2 – Etapa 2 – Testes e calibração do motor com o sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea.....	95
3.4 – METODOLOGIA TEÓRICA PARA DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DOS GASES NA PRÉ-CÂMARA	96
3.5 – METODOLOGIA NUMÉRICA PARA OBTENÇÃO DE PARAMETROS DE ESCOAMENTO E DE COMBUSTÃO NA PRÉ-CÂMARA E CÂMARA PRINCIPAL COM VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	101
3.5.1 – Modelagem do escoamento de ar	101
3.5.2 - Modelagem da combustão.....	103
3.5.3 – Equações governantes	105
3.5.4 - Dados experimentais para a validação do modelo	107

3.6 – METODOLOGIA PARA ANÁLISE DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DA PRÉ-CÂMARA	107
3.7 – METODOLOGIA TEÓRICA PARA A DETERMINAÇÃO DA FORMAÇÃO DE NO _x	119
3.8 – CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A METODOLOGIA	121
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS	122
4.1 - ASPECTOS GERAIS	122
4.2 - RESULTADOS DE CONSUMO ESPECÍFICO E EFICIÊNCIA TÉRMICA	123
4.3 - RESULTADOS DE COMBUSTÃO	131
4.3.1 - Resultados do avanço de ignição e da pressão para a câmara principal....	131
4.4 - RESULTADOS DE COMBUSTÃO NA PRÉ-CÂMARA	143
4.5 - RESULTADOS DAS EMISSÕES DE POLUENTES	151
4.5.1 - Emissões de monóxido de carbono – CO	151
4.5.2 - Emissões de Dióxido de Carbono – CO ₂	154
4.5.3 - Emissões de Hidrocarbonetos – THC	158
4.5.4 - Emissões de NO _x	164
4.6 - RESULTADOS DA ANÁLISE NUMÉRICA DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DA PRÉ-CÂMARA.....	167
4.7 - RESULTADOS DO MODELO UNIDIMENSIONAL PARA ANÁLISE DO SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS	173
4.8 – CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS RESULTADOS	180
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	182
5.1 - CONCLUSÕES	182
5.2 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	185
CAPÍTULO 6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	187
APÊNDICE I.....	201
Resultados Experimentais e Incertezas	201

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Emissão dos veículos comercializados no Brasil de 1980 à 2000.....	3
Figura 1.2 - Sistema de Ignição Por Lança Chamas desenvolvido por Ricardo em 1918. TURKISH (1975)	5
Figura 1.3 – Vista em corte do Cabeçote do protótipo em sua configuração final. RODRIGUES FILHO (2014).....	7
Figura 1.4 – Sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea proposta por MOREIRA(2014).....	8
Figura 2.1 - Ciclo mecânico de um motor de ignição por centelha de quatro tempos. (GUIMARAES 2008).....	10
Figura 2.2 - Aumento da área de propagação de chama. OBERT (1971).....	12
Figura 2.3 – Tipos e geometrias de câmaras de combustão para motores de ignição por centelha. GOMES (2004).	13
Figura 2.4 - Limites de inflamabilidade para o Iso-octano. GOMES (2004).....	15
Figura 2.5 – Sistema de injeção eletrônica multiponto. GARRET (1996).....	16
Figura 2.6 – Desenho Esquemático do sistema <i>Valvetronic</i> . BMW (2012).....	17
Figura 2.7 – Sistema de Estratificação da Carga com Carburador Auxiliar. GOMES (2004).	19
Figura 2.8 - Sistema de Estratificação da Carga Texaco. HEYWOOD (1988).....	20
Figura 2.9 – Motor M.A.N. com sistema de estratificação da carga. HEYWOOD (1988).	21
Figura 2.10 – Sistema CVCC, em corte esquemático, desenvolvido pela Honda em 1965. (TURKISH, 1975).	23
Figura 2.11 – Sistema CVCC da Honda – Corte real. (HONDA, 2006).....	25
Figura 2.12 – Sistema CVCC da Honda – Fases do Ciclo do Motor. (HONDA, 2006). 26	
Figura 2.13 – Regiões de Estratificação da Carga. DATE, (1974).	27
Figura 2.14 – Relação ar/combustível no interior da câmara de combustão principal e pré- câmara de combustão. TURKISH (1975).....	28
Figura 2.15 – Comparação entre os limites de inflamabilidade do sistema lança chamas e o sistema convencional de ignição. TURKISH (1975).	29
Figura 2.16 – Célula Geradora de Turbulência. HEYWOOD (1988).	30
Figura 2.17 – Emissões de NO _x , com o sistema de geração de turbulência. KONISHI (1979).	31

Figura 2.18 – Aumento de rendimento térmico através do uso de um sistema de geração de turbulência. MAVINAHALLY (1994).....	31
Figura 2.19 – Geometria cônica e cilíndrica estudada por WOLFF (1997).....	34
Figura 2.20 – Resultados obtidos dos índices de CO, NO _x , THC e consumo específico com diversos volumes de pré-câmara. DATE (1974).	37
Figura 2.21 – Energia liberada em função de diferentes volumes de pré-câmaras. NAKAZOMO (1994).	37
Figura 2.22 – Variação da posição da pré-câmara de combustão em relação à câmara principal. RYU (1987).....	38
Figura 2.23 – Fração de mistura queimada em função da duração da combustão. RYU (1987).	39
Figura 2.24 – Temperatura dos gases em relação ao ângulo do virabrequim e ângulo de inclinação da pré-câmara em relação ao plano do pistão. RYU (1987).	40
Figura 2.25 – Consumo Específico de combustível para diferentes ângulos de inclinação em relação ao plano do pistão. RYU (1987).	40
Figura 2.26 – Ângulos de direcionamento da chama no interior da câmara de combustão principal. ADAMS (1979).....	41
Figura 2.27 – Influência dos diâmetros dos orifícios de interconexão. KATAOKA (1982).	43
Figura 2.28 – Sistema APIR. ROBINET <i>et al</i> (1999).....	43
Figura 2.29 – Fases de operação do sistema APIR. ROBINET <i>et al</i> (1999).....	45
Figura 2.30 – Disposições de Orifícios utilizados por MAVINAHALLY. MAVINAHALLY (1994).....	46
Figura 2.31 – Rendimento Térmico em Relação à Mistura Ar/Combustível das Diversas Configurações Testadas por MAVINAHALLY. MAVINAHALLY(1994).....	46
Figura 2.32 – Simulação da turbulência realizada em CFD. FAVRAT <i>et al.</i> (2002). ...	47
Figura 2.33 – Posição da vela de Ignição na pré-câmara de combustão. MAVINAHALLY(1994).	48
Figura 2.34 – Influência do rendimento térmico com a posição da vela de ignição. MAVINAHALLY (1994).....	48
Figura 2.35 – Posições da vela de Ignição em relação ao orifício de interconexão testadas por KATAOKA. KATAOKA (1982).....	49
Figura 2.36 – Pressões e taxa de liberação de calor estudadas por KATAOKA. KATAOKA (1982).....	50

Figura 2.37 – Desenho esquemático do sistema de estratificação da carga desenvolvido por FUJII. FUJII (1989).	51
Figura 2.38 - Sistema SKS desenvolvido pela PORSCHE. GARRET (1996).....	52
Figura 2.39 – Sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea desenvolvido por SÁ apresentando superaquecimento, vista superior. SÁ (2001).	54
Figura 2.40 – Configuração final da cabeça dos pistões desenvolvido por GOMES. GOMES (2004).	55
Figura 2.41 – Motor utilizado nos testes de GOMES, montado em bancada dinamométrica. GOMES (2004).	56
Figura 2.42 – Partes constituintes da pré-câmara de ignição homogênea desenvolvida por BAPTISTA. BAPTISTA (2007).	57
Figura 2.43 – Pré-câmaras montadas do sistema de ignição por lança chamas homogênea desenvolvida por BAPTISTA. BAPTISTA (2007).....	58
Figura 2.44 – Corpo de Alojamento Final da Pré-Câmara. MOREIRA (2009).....	59
Figura 2.45 – Sistema de ignição por lança chamas montado no cabeçote. MOREIRA (2009).	59
Figura 2.46 – Configuração <i>Spark Ignition</i> utilizada do sistema <i>Torch Ignition</i> proposto por BORETTI e WATSON. BORETTI e WATSON (2009).....	61
Figura 2.47 – Configuração <i>Glow Plug</i> do sistema de ignição por lança chamas proposto por BORETTI e WATSON. BORETTI e WATSON (2009).....	62
Figura 2.48 – Sistema de ignição por lança chamas patenteado pela NISSAN. ASHIDA (2011)	63
Figura 2.49 – Sistema da MAHLE - <i>Turbulent Jet Ignition</i> (TJI). MAHLE (2012).....	65
Figura 3.1 – Geometria interna da pré-câmara. MOREIRA (2009).....	68
Figura 3.2 – Configuração do dispositivo de interconexão entre a pré-câmara e câmara principal com único furo central de 6,00 mm de diâmetro. MOREIRA (2009).....	69
Figura 3.3 - Vela de ignição NGK CR8EH-9S. MOREIRA (2009).	69
Figura 3.4 - Sistema de gerenciamento eletrônico MoTeC M880. MoTeC (2012).	71
Figura 3.5 - Tela principal do software de calibração da MoTeC M880. MoTeC (2012).	72
Figura 3.6 – Metodologia básica de trabalho e calibração do sistema de gerenciamento eletrônico do motor.....	75
Figura 3.7 - Bancada Dinamométrica W230.	76

Figura 3.8 – Partes do sistema de condicionamento de temperatura do fluido de arrefecimento e lubrificação do motor.....	77
Figura 3.9 – Tela de indicação virtual do STARS.....	78
Figura 3.10 – Tela de indicação virtual com painel de controle dos condicionadores, ajustes dos controladores, dados de potência e torque, entre outros.	78
Figura 3.11 - Tela de medição do PC-Multigás com os respectivos valores de medição de gases. NAPRO (2012).	79
Figura 3.12 – Válvulas reguladoras de pressão dos gases de calibração.....	82
Figura 3.13 – Medidores de vazão e sistema de aquisição de dados da bancada de calibração de gases.	82
Figura 3.14 – Esquema global do sistema de medição de pressão do cilindro. MELO (2012).	83
Figura 3.15 – Furo para a adaptação do sensor de pressão na câmara de combustão principal.....	84
Figura 3.16 – Peça para adaptação do sensor de pressão na câmara de combustão principal.....	84
Figura 3.17 – Pressão na câmara de combustão em dois pontos de medição diferentes versus ângulo do virabrequim para a condição de 4500 rpm e 20% de torque no motor original.....	85
Figura 3.18 – Fração de massa queimada em função do ângulo do virabrequim. RODRIGUES FILHO (2014).	88
Figura 3.19 – Sensor de Rotação do motor	90
Figura 3.20 – Entradas e saídas da MoTeC M880.	91
Figura 3.21 – Nove pontos selecionados para a caracterização do motor com o sistema de ignição por lança chamas.....	93
Figura 3.22 – Desenho esquemático do volume de controle da pré-câmara e da câmara principal.....	97
Figura 3.23 – Esquema da malha onde as grandezas vetoriais são determinadas nas fronteiras e as grandezas escalares determinadas no centróide.	102
Figura 3.24 – Volume interno da câmara de combustão (pré-câmara + câmara principal).	104
Figura 3.25 – Sistema de ignição por lança chamas com superaquecimento na pré-câmara. SÀ (2001).	108

Figura 3.26 – Galeria de arrefecimento do motor para arrefecimento da pré-câmara instalada.....	109
Figura 3.27 – Galeria de arrefecimento do próprio motor com a circulação do fluido de arrefecimento em torno da pré-câmara construída no <i>SolidWorks</i>	109
Figura 3.28 – Volume interno do cabeçote denominada região fluida.....	110
Figura 3.29 – Pré-câmara de combustão denominada região sólida.	110
Figura 3.30 – Domínio computacional para modelo numérico – Região sólida e região fluida.....	111
Figura 3.31 – Malha computacional utilizada para análise do sistema de arrefecimento.	111
Figura 3.32 – Detalhamento da malha computacional utilizada.	112
Figura 3.33 – Pressão e temperatura do gás no cilindro para a condição 1.....	113
Figura 3.34 – Pressão e temperatura do gás no cilindro para a condição 2.....	114
Figura 3.35 – Temperatura do gás obtida teoricamente para o restante do ciclo (temperatura extrapolada) para a condição 1.....	115
Figura 3.36 – Temperatura do gás obtida teoricamente para o restante do ciclo (temperatura extrapolada) para a condição 2.....	116
Figura 3.37 – Coeficientes convectivos para as duas correlações na condição 1.....	117
Figura 3.38 - Coeficientes convectivos para as duas correlações na condição 2	117
Figura 3.39 – Fluxo de Calor para condição 1.	118
Figura 3.40 – Fluxo de Calor para condição 2.	119
Figura 4.1 - Valores de consumo específico em função da rotação para 20%, 30% e 50% do torque máximo.....	124
Figura 4.2 – Rendimento Térmico para 20%, 30% e 50% do Torque Máximo.....	127
Figura 4.3 – CoV do IMEP para a rotação de 2500, 3500 e 4500 rpm.	130
Figura 4.4 – Avanço de Ignição versus rotação para 20% e 50% de torque máximo. .	132
Figura 4.5 – Pressão x Ângulo do Virabrequim, 4500rpm, 20% e 50%Tmax e $\lambda = 1,00$	134
Figura 4.6 - Fração de massa queimada de combustível queimado (MBF) versus ângulo do eixo virabrequim,4500 rpm, 20% e 50% de Tmax e $\lambda = 1,00$	138
Figura 4.7 - Taxa de calor liberado versus ângulo do eixo do virabrequim para 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo e $\lambda = 1,00$	140
Figura 4.8 – Temperatura na câmara principal a 4500rpm, 20% e 50% do torque máximo e $\lambda = 1,00$	142

Figura 4.9 – Fração de massa queimada em câmaras separadas por ângulo do virabrequim para 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo	145
Figura 4.10 – Taxa de calor liberado nas diferentes câmaras versus ângulo do eixo do virabrequim para 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo com $\lambda = 1,00$	147
Figura 4.11 – Taxa de liberação de calor da pré-câmara em função do ângulo do virabrequim para 20% e 50% de T_{max} a 4500rpm e $\lambda = 1,00$	148
Figura 4.12 – Temperatura na pré-câmara versus ângulo de virabrequim em 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo com $\lambda = 1,00$	150
Figura 4.13 – Emissões específicas de monóxido de carbono (CO) para 20%, 30 e 50% do torque máximo.	152
Figura 4.14 – Dióxido de Carbono versus rotação – 50% do torque máximo em% de volume.	155
Figura 4.15 – Emissões específicas de dióxido de carbono (CO ₂) para 20%, 30% e 50% do torque máximo.	156
Figura 4.16 – Emissões específicas de hidrocarbonetos (THC) para 20%, 30% e 50% do torque máximo.	160
Figura 4.17– Área de <i>Squish</i> no cabeçote modificado.	162
Figura 4.18 – Cabeça do pistão marcada pelo jato de chamas do sistema de ignição por lança chamas.	163
Figura 4.19 - Taxa de Formação de NO em função do ângulo do virabrequim para 4500 rpm, 20% do torque máximo e $\lambda=1,0$	164
Figura 4.20 - Emissão de NO em função do ângulo do virabrequim para 4500 rpm, 20% do torque máximo e $\lambda=1,0$	165
Figura 4.21 - Taxa de Formação de NO em função do ângulo de virabrequim para 4500 rpm, 50% do torque máximo e $\lambda=1,0$	166
Figura 4.22 - Emissão de NO em função do ângulo de virabrequim para 4500 rpm, 50% do torque máximo e $\lambda=1,0$	166
Figura 4.23 – Perfil de temperatura no plano longitudinal do cabeçote para a condição 1.	167
Figura 4.24 – Detalhamento do perfil de temperatura na pré-câmara na face externa para a condição 1.	168
Figura 4.25 – Perfil de temperatura na face interna da pré-câmara para a condição 1.	169
Figura 4.26 - Perfil de temperatura no plano longitudinal do cabeçote para a condição 2.	169

Figura 4.27 – Detalhamento do perfil de temperatura na pré-câmara na face externa para a condição 2.....	170
Figura 4.28 – Perfil de temperatura no interior da pré-câmara para condição 2.	171
Figura 4.29 – Fluxo de calor e temperatura da parede interna para a condição 1 em regime transiente.....	171
Figura 4.30 – Fluxo de calor e temperatura da parede interna para a condição 2 em regime transiente.....	172
Figura 4.31 – Resultado Experimental e Numérico da pressão na câmara principal em função do ângulo do virabrequim a 2500RPM e 30% do torque máximo.	173
Figura 4.32 – Erro percentual entre o dado experimental e calculado para a pressão na câmara principal em função do ângulo do virabrequim para 2500 rpm e 30 % do torque máximo.	174
Figura 4.33 – Fração de massa queimada versus ângulo do virabrequim a 2500 rpm e 30% do torque máximo.....	175
Figura 4.34 – Erro percentual associado a fração de massa queimada a 2500 rpm e 30% do torque máximo.....	175
Figura 4.35 – Pressão na câmara principal medida e calculada a 4500 rpm e 50% do torque máximo.	176
Figura 4.36 – Erro percentual associado a pressão na câmara principal entre medido e calculado para 4500 rpm e 50% do torque máximo.	177
Figura 4.37 – Fração de massa queimada versus Angulo do virabrequim a 4500 rpm e 50% de torque máximo.....	177
Figura 4.38 – Erro percentual da fração de massa queimada medida e calculada versus ângulo do virabrequim a 4500 rpm e 50% torque máximo.	178
Figura 4.39 – Área de chama versus Angulo do virabrequim a 4500 rpm e 50% do torque máximo.	179
Figura 4.40 - Raio de chama versus ângulo do virabrequim a 4500 rpm e 50% do torque máximo.	180

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 2.1 – Resultados obtidos com o Sistema CVCC da Honda (DATE, 1974).....</i>	<i>24</i>
<i>Tabela 2.2 - Resultados obtidos pelo sistema de ignição por lanças verificadas na revisão bibliográfica. SÁ (2001).</i>	<i>53</i>
<i>Tabela 3.1 – Características do motor FIAT 1.6 16V (HI-TORQUE).....</i>	<i>67</i>
<i>Tabela 3.2 – Principais características da bancada dinamométrica W230.</i>	<i>76</i>
<i>Tabela 3.3 – Características da malha computacional utilizada.....</i>	<i>112</i>
<i>Tabela 3.4 – Condições dos testes.....</i>	<i>113</i>
<i>Tabela 4.1 - Redução Percentual do Consumo Específico para 20% Torque máximo.</i>	<i>125</i>
<i>Tabela 4.2 - Redução Percentual do Consumo Específico para 30% Torque máximo.</i>	<i>126</i>
<i>Tabela 4.3 - Redução Percentual do Consumo Específico para 50% Torque máximo.</i>	<i>126</i>
<i>Tabela 4.4 - Aumento Percentual do rendimento térmico para 20% Torque máximo.</i>	<i>128</i>
<i>Tabela 4.5 - Aumento Percentual do rendimento térmico para 30% Torque máximo.</i>	<i>128</i>
<i>Tabela 4.6 - Aumento Percentual do rendimento térmico para 50% Torque máximo.</i>	<i>128</i>
<i>Tabela 4.7– Avanço e duração da combustão – 4500 rpm, 20% Tmax e $\lambda = 1,00$.....</i>	<i>136</i>
<i>Tabela 4.8 – Avanço e duração da combustão – 4500 rpm, 50% Tmax e $\lambda = 1,00$.....</i>	<i>136</i>
<i>Tabela 4.9 – Avanço e duração da combustão – 4500 rpm, 20% Tmax e $\lambda = 1,00$.....</i>	<i>143</i>
<i>Tabela 4.10 – Avanço e a duração da combustão para 4500 rpm, 50% Tmax e $\lambda = 1,00$</i>	<i>144</i>
<i>Tabela 4.11 - Energia fornecida em % e valor absoluto por cada câmara de combustão.</i>	<i>149</i>
<i>Tabela 4.12 – Diferença Percentual Emissões de CO – 20% Tmax.....</i>	<i>153</i>

<i>Tabela 4.13 – Diferença Percentual Emissões de CO – 30% Tmax.</i>	<i>153</i>
<i>Tabela 4.14 – Diferença Percentual Emissões de CO – 50% Tmax.</i>	<i>154</i>
<i>Tabela 4.15- Diferença Percentual Emissões de CO₂ – 20% Tmax.</i>	<i>157</i>
<i>Tabela 4.16 - Diferença Percentual Emissões de CO₂ – 30% Tmax.</i>	<i>157</i>
<i>Tabela 4.17- Diferença Percentual Emissões de CO₂ – 50% Tmax.</i>	<i>158</i>
<i>Tabela 4.18- Diferença Percentual Emissões de THC – 20% do torque máximo.</i>	<i>161</i>
<i>Tabela 4.19 - Diferença Percentual Emissões de THC – 30% do torque máximo.</i>	<i>161</i>
<i>Tabela 4.20 - Diferença Percentual Emissões de THC – 50% do torque máximo.</i>	<i>161</i>

SIMBOLOGIA

1D	Unidimensional;
2D	Duas dimensões;
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas;
AFR	Relação ar/combustível, do inglês <i>air/fuel ratio</i> ;
ANP	Associação Nacional do Petróleo;
APIR	Auto Ignição Disparada por Injeção de Radicais, do francês <i>Auto Inflammation Pilotée par Injection de Radicaux</i> ;
APMI	Antes do ponto morto inferior;
APMS	Antes do ponto morto superior;
AT	Temperatura do ar no coletor de admissão, do inglês <i>air temperature</i> ;
AT2	Temperatura do ar no coletor de admissão 2, do inglês <i>air temperature</i> ;
AT3	Temperatura de entrada do ar no cilindro 1, do inglês <i>air temperature</i> ;
BAP	Pressão barométrica, do inglês <i>barometric air pressure</i> ;
BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social;
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês <i>Computational Fluid Dynamics</i> ;
CI	Ignição por compressão, do inglês <i>compression ignition</i> ;
COIL	Número de bobinas de ignição controlada diretamente pela UCE, do inglês <i>number of ignition coils controlled directly by the ECU</i> ;
CO	Monóxido de carbono;
CO ₂	Dióxido de carbono;

CoV	Covariância;
CTM	Centro de Tecnologia da Mobilidade;
CVCC	Compound Vortex Controlled Combustion;
DI	Injeção direta, do inglês <i>Direct Injection</i> ;
DPMI	Depois do ponto morto inferior;
DPMS	Depois do ponto morto superior;
DWL	Tempo de carregamento do enrolamento primário da bobina de ignição, do inglês <i>Dwell</i> ;
E25	Gasolina tipo C brasileira com a adição de 25% de álcool etílico anidro;
ECU	Unidade de central eletrônica, do inglês <i>Electronic Central Unit</i> ;
EER	<i>Exhaust Energy Recovery</i> ;
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i> ;
EMAP	Pressão atmosférica instantânea, do inglês <i>external manifold air pressure</i> ;
EOC	Início da combustão, do inglês <i>end of combustion</i> ;
EP	Pressão no coletor de escapamento, do inglês <i>exhaust pressure</i> ;
ET	Temperatura do líquido de arrefecimento do motor, do inglês <i>engine temperature</i> ;
ETIN	Temperatura do líquido de arrefecimento do motor na entrada do motor, do inglês <i>inner engine temperature</i> ;
ETOUT	Temperatura do líquido de arrefecimento do motor na saída do motor, do inglês <i>outer engine temperature</i> ;
EXHT	Temperatura do gás de escapamento, do inglês <i>exhaust gas temperature</i> ;

FFT	Transformada rápida de Fourier, do inglês <i>Fast Fourier Transformed</i> ;
FIAT	Do italiano, <i>Fabbrica Italiana di Automobili Torino</i> ;
FP	Pressão do combustível, do inglês <i>fuel pressure</i> ;
FT	Temperatura do combustível, do inglês <i>fuel temperature</i> ;
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i> ;
GMV	Gás Metano Veicular;
GNV	Gás Natural Veicular;
HC	Hidrocarboneto;
HCCI	<i>Homogeneous Charge Compression Ignited</i> ;
HCSI	<i>Homogeneous Charge Spark Ignited</i> ;
I	Corrente elétrica;
ICE	Ignição por centelha;
IC	Ignição por compressão;
IGN	Tipo de sistema de ignição, do inglês <i>ignition system type</i> ;
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;
IJBC	Curva de compensação do tempo de alimentação dos injetores, do inglês <i>injector battery compensation</i> ;
IJCU	Do inglês <i>injector current</i> , valor máximo de corrente;
IJPU	Do inglês <i>injection pulse width</i> , tempo máximo ou largura do pulso de injeção;

IM	Incerteza de Medição;
IMEP	Pressão média efetiva indicada;
INJ 1	Injetor do cilindro 1;
INJ 2	Injetor do cilindro 2;
INJ 3	Injetor do cilindro 3;
INJ 4	Injetor do cilindro 4;
ISO	Organização Internacional para Padronização; do inglês <i>International Organization for Standardization</i> ;
LA1	Sonda lambda 1;
LA2	Sonda lambda 2;
LAMBDA 2	Indicador do fator lambda;
LAG	Ativação da combustão por Avalanche;
LDI	Limite de detonação inferior;
MAF	Sensor de vazão mássica, do inglês <i>mass air flow</i> ;
M.A.N.	<i>Machinefabrik Augsburg-Nurnberg</i> ;
MAP	Pressão no coletor de admissão, do inglês <i>manifold air pressure</i> ;
MAP2	Pressão no coletor de admissão 2, do inglês <i>manifold air pressure</i> ;
MBT	Máximo torque, do inglês <i>maximum brake torque</i> ;
MBF	Fração mássica de combustível queimada;
MCI	Motores de combustão interna;
NBR	Norma brasileira;
NDIR	<i>Non Dispersive Infrared</i> ;
NO	Óxido nítrico;

NO ₂	Dióxido de nitrogênio;
NO _x	Óxidos de Nitrogênio;
NTC	Coeficiente de temperatura negativo, do inglês <i>negative temperature coefficient</i> ;
Nλ	Sonda lambda do tipo banda estreita;
O ₂	Oxigênio;
OHV	Comando de válvulas no bloco, do inglês <i>Over Head Valve</i> ;
OT	Temperatura do óleo do motor, do inglês <i>oil temperature</i> ;
OP	Pressão do óleo do motor, do inglês <i>oil pressure</i> ;
P _{ATM}	Pressão atmosférica;
P _C	Pressão do cilindro;
PCI	Poder calorífico inferior do combustível;
PCP	Pressão na câmara principal com sistema de ignição por lanças chamadas;
PCYL	Pressão na câmara de combustão no motor original;
PID	Proporcional, integral e derivativo;
PME	Pressão média efetiva;
PMI	Ponto morto inferior;
PMS	Ponto morto superior;
PPC	Pressão na pré-câmara de combustão;
PROCONVE (L6)	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores, fase atual de implementação para veículos leves L6;
PT100	Sensor de temperatura, termo resistência;
PWM	Modulação da largura do pulso, do inglês <i>Pulse width modulation</i> ;

R-CHO	Cadeia de aldeído;
RB	Resultado base;
REF	Relação de falha de dentes na polia/ciclo, do inglês <i>REF and SYNC signal mode</i> ;
RFSN	Tipo do sensor de referência, do inglês <i>sensor reference type rpm</i> – rotações por minuto;
RPM Limit	Limite de rotação do motor (rpm);
SCSI	<i>Stratified Charge Spark Ignited</i> ;
SFC	Consumo específico de combustível, do inglês <i>specific fuel consumption</i> ;
SI	Ignição por centelha, do inglês <i>spark ignition</i> ;
SKS	Sistema de carga estratificada, traduzido do alemão;
SO _x	Óxidos de enxofre;
SOC	Início da combustão, do inglês <i>start of combustion</i> ;
SYNC	Sinal de sincronismo;
SYSN	Tipo do sensor de sincronismo, do inglês <i>sensor synchronism type</i> ;
TCCS	Texaco Controlled Combustion System;
THC	Total de hidrocarbonetos;
TJI	<i>Turbulent Jet Ignition</i> ;
TP	Posição da válvula borboleta, do inglês <i>throttle position</i> ;
TPA	Análise em três pressões, do inglês <i>Three Pressure Analysis</i> ;
U _R	Umidade relativa do ar;
UCE	Unidade de controle eletrônico;
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais;

WOT

Abertura total da borboleta, do inglês, *Wide Open Throttle*.

VARIÁVEIS

[CO]	→	concentração em % em volume de CO;
[CO ₂]	→	concentração em % em volume de CO ₂ ;
[H ₂ O]	→	concentração em % em volume de H ₂ O;
[N ₂]	→	concentração em quilo moles por metro cúbico de N ₂ ;
[NO _x]	→	concentração em % em volume de NO _x ;
[O ₂]	→	concentração em quilo moles por metro cúbico de O ₂ ;
a	→	constante;
A	→	área de fluxo; área de contato parede/gás;
A _e	→	área da superfície da borda da frente de chama;
A _t	→	área da seção transversal da passagem do gás;
A _f	→	velocidade do som no meio;
A _s	→	área de transferência de calor;
b	→	constante;
B	→	comprimento característico;
B _m	→	velocidade máxima laminar;
B _φ	→	Valor da velocidade laminar atenuada, do inglês, <i>laminar speed roll-off value</i> ;
BSFC	→	consumo específico de combustível no eixo, do inglês <i>brake specific fuel consumption</i> ;
C	→	correção;
CA	→	coeficiente de ajuste;
C _c	→	correção combinada;
C _d	→	coeficiente de descarga;

Cd_{in}	→	coeficiente de descarga na entrada de massa;
Cd_{out}	→	coeficiente de descarga na saída de massa;
C_{espc}	→	consumo específico;
C_p	→	calor específico à pressão constante da mistura; coeficiente de perda de carga;
C_v	→	calor específico à volume constante da mistura;
CF	→	coeficiente do fator de rugosidade;
D	→	diâmetro do orifício de interconexão; diâmetro equivalente;
DEM	→	multiplicador do expoente da diluição;
<i>Dilution</i>	→	fração mássica residual na zona não queimada;
dx	→	comprimento do elemento de massa na direção do fluxo (comprimento da discretização);
dp	→	pressão diferencial na direção x;
e	→	energia interna total (energia interna somada a energia cinética) por unidade de massa;
E	→	erro de medição;
Ea_i :	→	erro aleatório da i-ésima indicação;
$E_{máx}$	→	erro máximo do sistema de medição;
h	→	coeficiente convectivo de transferência de calor;
H	→	entalpia total;
I	→	indicação;
Φ	→	fator combustível/ar;
Φ_m	→	razão de equivalência na velocidade máxima;

IMEP	→	pressão média efetiva indicada;
k	→	constante para a conversão de unidades; condutividade térmica do material; razão entre os calores específicos a pressão e a volume constante, c_p/c_v ;
$K(\theta)$	→	razão entre os calores específicos a pressão e a volume constante, c_p/c_v , em função do ângulo do virabrequim;
k_{1f}	→	constante da taxa de avanço da reação química;
k_{2f}	→	constante da taxa de avanço da reação química;
k_p	→	constante de equilíbrio;
l	→	escala da turbulência;
L	→	altura da vela na pré-câmara;
m	→	massa de ar contida na pré-câmara; massa contida no volume de controle;
\dot{m}	→	fluxo de massa na fronteira do volume de controle;
\dot{m}_1	→	fluxo de massa (mistura) que entra no cilindro (admissão);
\dot{m}_2	→	fluxo de gás queimado que sai do cilindro (escape);
\dot{m}_{PC}	→	fluxo de gás fornecido pela pré-câmara que entra no cilindro (admissão);
m_{ar}	→	massa de ar admitida;
m_f	→	massa de combustível admitida;
m_{cp}	→	massa de ar na câmara principal;
m_{pc}	→	massa de ar na pré-câmara;
$m_{c_{cp}}$	→	massa de combustível na câmara principal;
$m_{c_{pc}}$	→	massa de combustível na pré-câmara;

m_{mcp}	→	massa de mistura na câmara principal;
m_{pc}	→	massa de ar na pré-câmara;
M_e	→	entrada de massa da mistura não queimada;
M_b	→	massa da mistura queimada;
MBF	→	fração de massa queimada;
MCO	→	emissão específica de CO;
MMCO	→	massa molar do CO;
MMCO ₂	→	massa molar do CO ₂ ;
MMHC	→	massa molar do C ₃ H ₈ ;
MMH ₂ O	→	massa molar do H ₂ O;
MMex	→	massa molar dos produtos de exaustão;
MMN ₂	→	massa molar do N ₂ ;
MMNO _x	→	massa molar do NO _x ;
N	→	rotação do motor;
n	→	número de furos, número de medições repetidas efetuadas;
p	→	pressão de ar; pressão do gás;
P	→	pressão dentro da câmara de combustão;
P _C	→	pressão do cilindro;
p _{ref}	→	pressão de referência;
P _{stag}	→	pressão de estagnação;
P _t	→	pressão a jusante do escoamento;
P(θ)	→	pressão no cilindro em função do ângulo do virabrequim;
PCI	→	poder calorífico inferior do combustível;

PM	→	peso molecular;
Pot	→	potência;
Q	→	vazão volumétrica;
Q _t	→	total de calor liberado;
Q(θ)	→	calor liberado em função do ângulo do virabrequim;
q	→	calor gerado; calor;
q''	→	fluxo de calor;
q _{pc}	→	calor liberado pela queima do combustível na pré-câmara;
R	→	constante do gás;
R _{ar}	→	constante do ar;
r _{ac}	→	relação ar/combustível;
(r _{ac}) _{est}	→	relação ar/combustível estequiométrica;
r _{ca real}	→	relação combustível/ar real;
(r _{ca}) _{est}	→	relação combustível/ar estequiométrica;
Re	→	relação estequiométrica; número de Reynolds;
r _c	→	relação de compressão, razão volumétrica de compressão, taxa de compressão;
R _u	→	constante universal dos gases;
r _v	→	relação entre o volume da pré-câmara e o volume total;
S _L	→	velocidade laminar da chama;
S _T	→	velocidade turbulenta da chama;
t	→	tempo;
T	→	temperatura do ar; temperatura do gás;

T_{fluid}	→	temperatura do fluido;
T_g	→	temperatura do gás dentro do cilindro;
T_{ref}	→	temperatura de referência;
T_u	→	temperatura do gás não queimado;
T_{wall}	→	temperatura da parede;
u	→	intensidade da turbulência; velocidade na fronteira;
V	→	volume do ar da câmara principal; volume de ar da pré-câmara; volume;
V_{ar}	→	vazão mássica de ar;
$V_{\text{cabeçote}}$	→	volume da câmara de combustão no cabeçote;
V_{cil}	→	volume do cilindro dado pelo curso do pistão;
V_{comb}	→	volume da câmara de combustão (volume no cabeçote acrescido do volume na cabeça do pistão);
V_{cp}	→	volume da câmara principal;
V_d	→	volume deslocado do motor;
V_p	→	velocidade do pistão;
V_{pc}	→	volume da pré-câmara de combustão;
V_t	→	volume da câmara total (cabeçote + pistão); volume total (cabeçote + pistão + pré-câmara);
V_{ω}	→	volume de controle;
$V(\theta)$	→	volume deslocado em função do ângulo do virabrequim;
W	→	potência desenvolvida.

SÍMBOLOS GREGOS

α	→	expoente de temperatura;
β	→	expoente da pressão;
δ	→	espessura da frente de chama;
ΔG_T^0	→	variação da energia livre de Gibbs;
ΔT	→	variação de temperatura; diferença de temperatura parede/gás;
ϕ	→	razão de equivalência (<i>fuel/air equivalence ratio</i>);
φ	→	ângulo da pré-câmara em relação a face do pistão;
λ	→	fator ar/combustível; comprimento da micro escala de Taylor;
η_t	→	eficiência térmica do motor;
η_{th}	→	eficiência termodinâmica do motor;
θ	→	ângulo do virabrequim;
ρ	→	massa específica da mistura (densidade);
ρ_u	→	massa específica da mistura não queimada;
τ	→	constante de tempo;
γ_f	→	relação entre calor específico do ar.

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

1.1 – O DESENVOLVIMENTO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A constante evolução dos motores de combustão interna vem acontecendo desde a época de sua invenção, quando Beau de Rochás em 1862 propôs e patenteou o princípio de funcionamento dos motores de quatro tempos de combustão interna com ignição por centelha alternativos.

Os motores de combustão interna apresentam inúmeras vantagens, quando comparados com outras máquinas de potência tais como simplicidade mecânica, baixa temperatura média de trabalho, baixo custo de produção e favorável relação peso/potência, possibilitando ainda a utilização de vários combustíveis líquidos de baixo valor comercial para aplicações em transportes marítimos, terrestres, aéreos e geração de potência. BARROS (2009).

Segundo GOMES (2004), com a primeira crise do petróleo fica evidente a necessidade do desenvolvimento de motores que tenham um reduzido consumo de combustível. A redução do consumo de combustível proporciona uma redução nos índices de emissões de poluentes gasosos, principalmente CO₂, que passou a ser um problema com a popularização do automóvel devido ao aumento do efeito estufa por este poluente e a concentração da população em grandes centros urbanos com emissões de monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio e hidrocarbonetos.

De acordo com SÁ (2001), os aspectos nos motores de combustão interna que estão em constante desenvolvimento na atualidade, com o intuito de alcançarem uma menor emissão de poluentes e um menor consumo de combustível, são:

- Maior rendimento térmico;
- Maior rendimento mecânico;
- Maior durabilidade;
- Menor poluição ambiental;
- Menor consumo de combustível;
- Menor nível de ruído;
- Uso de combustíveis renováveis e alternativos;
- Uso de motores multcombustíveis.

Um aumento da severidade nos índices de emissões de poluentes obrigou os fabricantes a usar novos sistemas catalíticos, sistemas de ignição e injeção eletrônica, injeção direta

de combustível e novas tecnologias, desde que estas atendam às normas vigentes para o controle da poluição do ar e o efeito estufa. BAPTISTA (2007).

Os poluentes emitidos pela queima do combustível em um motor de combustão interna são nocivos à saúde do homem. O poluente monóxido de carbono (CO), se inalado e chegar aos pulmões, pode se combinar as moléculas de hemoglobina nas células vermelhas do sangue. A hemoglobina tem o papel de se combinar com o oxigênio e transporta-lo pelo corpo, porém o monóxido de carbono se combina cerca de 300 vezes mais facilmente com a hemoglobina que o oxigênio, impedindo assim as células vermelhas de transportar o oxigênio pelo corpo e conseqüentemente impedindo os tecidos de receberem oxigênio. Segundo GLEHN (1998) se a concentração de carboemoglobina no sangue atingir 50%, o corpo humano não consegue mais assimilar o oxigênio, ocasionando assim a morte por asfixia.

Outro poluente indesejável são os óxidos de nitrogênio (NO_x), que na presença da luz solar são responsáveis pela “névoa” fotoquímica, formando produtos que causam irritação aos olhos, ao aparelho respiratório e danos às plantas. MOREIRA (2009).

Segundo SÁ (2001), os hidrocarbonetos (HC), quando sua concentração na atmosfera é muito alta, dão origem a uma reação química que possui um odor desagradável e provoca irritação nos olhos.

No cenário nacional, onde a grande maioria dos veículos com motores do ciclo Otto normalmente são alimentados com a gasolina com etanol e com etanol hidratado, as emissões de monóxido de carbono (CO), óxidos de enxofre (SO_x), hidrocarbonetos e outros compostos poluentes tendem a ser menores se comparados aos motores alimentados com gasolina comercial fornecidas em outros países, que não possuem ou possuem menores teores de oxigenados. Ao mesmo tempo, elevam-se os aldeídos (compostos do tipo R-CHO) e, dependendo das características do motor, os óxidos de nitrogênio (NO_x). Os limites legais de emissão para veículos são atendidos em sua plenitude, sendo interessante observar que a motivação básica para a adição de etanol na gasolina de diversas regiões dos Estados Unidos, a partir dos anos 1990, foi exatamente a melhoria da qualidade do ar, associada a oxigenação promovida pelo etanol. Como os modelos de veículos mais antigos são mais poluentes, quanto mais antigos os motores (isto é, com carburador e sem catalisador), mais significativo é o potencial de vantagens ambientais proporcionadas pelo etanol frente à gasolina. O etanol possui como principais

vantagens em ser um combustível renovável e reduzir as emissões de dióxido de carbono. A Figura 1.1 mostra como a emissão dos veículos produzidos no Brasil se reduziu ao longo das últimas décadas, por conta do desenvolvimento tecnológico dos motores e da introdução do etanol. BNDES (2008)

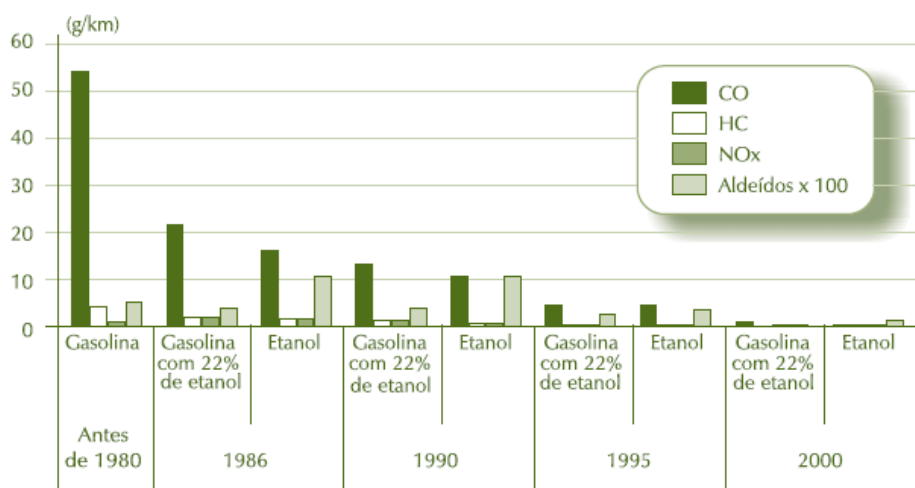


Figura 1.1 - Emissão dos veículos comercializados no Brasil de 1980 à 2000.

BNDES (2008)

Atualmente, sinaliza-se uma preocupação especial com as emissões dos aldeídos associadas ao uso de etanol. Essas substâncias apresentam potencial cancerígeno e se apresentam em teores mais elevados no escapamento dos motores que utilizam etanol do que naqueles a gasolina. Entretanto, os catalisadores que passaram a ser progressivamente utilizados em todos os veículos comercializados em outras regiões do mundo e no Brasil a partir de 1997 – reduzem esses poluentes a níveis toleráveis, sem agravantes. No presente, para os limites do PROCONVE (L6) a emissão média de aldeídos nos automóveis novos brasileiros é de 0,02 g/km. BNDES (2008). CONAMA (2009)

Tecnologias como injeção direta (*DI*) operando tanto na estratégia estratificada (*SCSI – Stratified Charge Spark Ignited*) para baixas cargas do motor e na estratégia homogênea (*HCSI – Homogeneous Charge Spark Ignited*) para as maiores cargas do motor serão amplamente utilizadas para a diminuição da emissão de poluentes. FRIEDL (2014) e ALKIDAS (2007).

O sistema de injeção direta operando com carga estratificada permite uma redução significativa nas emissões de NOx e uma redução do consumo de combustível se

comparado ao sistema de injeção indireta. ALKIDAS (2007).

Outra tecnologia em desenvolvimento é o sistema HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignited*), que permite uma redução de consumo na mesma magnitude da tecnologia de injeção direta e uma redução da ordem de 90% das emissões de NO_x quando comparada a tecnologia de injeção direta, porém ao custo de aumentar significativamente as emissões de hidrocarbonetos. ZHAO (2013).

Segundo o MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (2014) e a ANTAQ (2014), as emissões de CO₂ estão diretamente ligadas ao efeito estufa, que gera aquecimento em nosso planeta, sendo este gás o responsável por mais de 50% do aquecimento global da Terra. O dióxido de carbono pode permanecer na atmosfera por mais de 200 anos mantendo o fator de aquecimento por um longo período de anos. A concentração de CO₂ na atmosfera no período de 1890 a 2005 passou de 285 partes por milhão para 381 partes por milhão. Os gases lançados na atmosfera pela queima de combustível nos veículos automotores contribuem para este processo e a forma de reduzir a emissão de CO₂ é diminuir o consumo de combustível dos motores de combustão interna.

O sistema EER (*Exhaust Energy Recovery*) que recupera a energia térmica dos gases de escapamento, para aquecer o fluido de trabalho utilizado na geração de energia elétrica através de uma turbina que opera de acordo com o ciclo Rankine, é empregada com o intuito de diminuir a emissão de CO₂ e obteve reduções de consumo de combustível de até 3,9% quando utilizado em carros híbridos. PENG (2012).

Uma tendência mundial nos motores de combustão interna com ignição por centelha (*SI*) é o uso de misturas pobres na câmara de combustão. Seja com a utilização de sistemas de injeção direta (*DI*) operando de forma estratificada (*SCSI*) ou no modo homogêneo (*HCSI*) este tipo de operação na câmara de combustão principal promove uma redução nas emissões de CO, NO_x e CO₂. Uma alternativa tecnológica viável para a redução de consumo de combustível e diminuição na emissão de poluentes seria a utilização de um sistema de ignição por lança chamas em motores de combustão interna do ciclo Otto. MOREIRA (2009) e FRIEDL (2014).

1.2 – O SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS

Este sistema foi concebido e patenteado em 1918 por Sir. Harry R. Ricardo e atualmente pode ser designado através de outras denominações como *torch-ignition* e *flame-jet*

ignition. A Figura 1.2 apresenta o sistema desenvolvido e patenteado por Sir. Harry R. Ricardo.

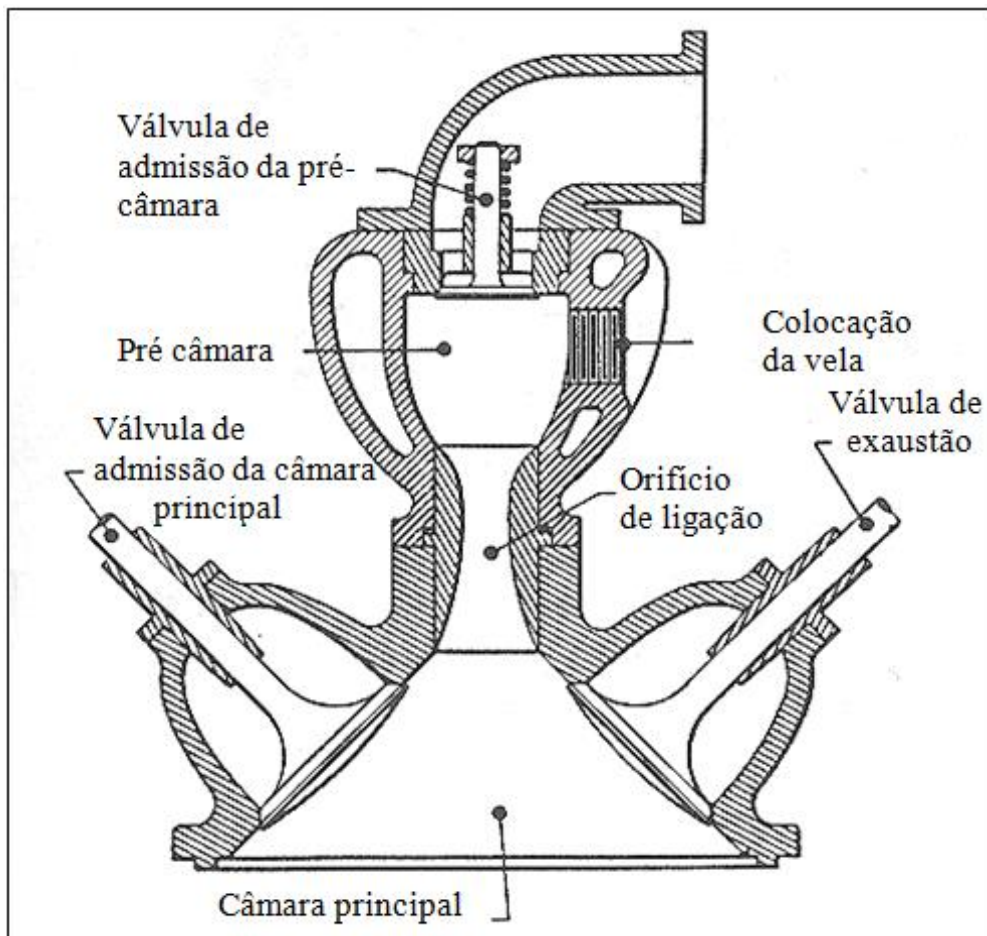


Figura 1.2 - Sistema de Ignição Por Lança Chamas desenvolvido por Ricardo em 1918.

TURKISH (1975)

O seu princípio de funcionamento é apresentado na Figura 1.2 e é baseado em uma ignição inicial, com uma pequena quantidade de mistura localizada em uma câmara de combustão de menor volume, se comparada a câmara principal, denominada pré-câmara de ignição. Esta pré-câmara é interligada à câmara principal através do orifício de ligação, que é responsável pelo fornecimento da energia na forma de jatos de gases de combustão à câmara principal. Estes jatos possuem alta energia e iniciam a combustão na câmara principal, possibilitando um aumento de eficiência na combustão e consequentemente a utilização de misturas mais pobres na câmara principal. Desta forma devido a menor massa de combustível com uma combustão mais eficiente, este sistema de ignição pode permitir a redução no consumo do combustível e consequentemente uma menor emissão de poluentes.

Os sistemas de ignição por lança chamas inicialmente propostos possuíam os controles de formação da mistura e controles do avanço de ignição totalmente mecânicos, além de válvula de admissão na pré-câmara, cames de acionamento da válvula de admissão da pré-câmara, carburador auxiliar para a alimentação de combustível na pré-câmara, que dificultavam a utilização e manutenção do sistema de ignição por lança chamas. Atualmente, o controle eletrônico da formação de mistura e avanço de ignição, pode ser aplicado em um sistema de ignição por lança chamas, possibilitando um enorme ganho em relação à emissão de poluentes, redução do consumo de combustível e aumento de eficiência.

Segundo SÁ (2001), o sistema de ignição por lança chamas possui um elevado potencial para a redução da formação de poluentes gasosos. Este sistema possibilita a rápida ignição de diversos tipos de combustíveis e várias razões de mistura, sendo que quando utilizado com misturas pobres possibilita a redução da emissão de hidrocarbonetos e monóxido de carbono, além da redução do consumo de combustível. O uso de misturas pobres pode possibilitar no sistema de ignição por lança chamas a diminuição na formação dos óxidos de nitrogênio em função da diminuição na temperatura da câmara de combustão.

O sistema de ignição por lança chamas pode possibilitar o início da combustão em vários pontos na câmara principal, ocasionando o aumento da velocidade de combustão, reduzindo desta forma a possibilidade da existência da detonação. Esta redução da existência da detonação possibilita o aumento da razão volumétrica de compressão, fazendo com que o torque perdido com a utilização de misturas pobres possa ser compensado, abrindo também uma nova possibilidade de uso de combustíveis de baixa octanagem. MOREIRA (2009)

Segundo GOMES (2004) o sistema de ignição por lança chamas possui dois tipos de configurações básicas, o de carga homogênea e carga estratificada.

Carga Estratificada: Esta configuração de ignição por lança chamas possui a vela de ignição e um sistema de alimentação de combustível adicional na pré-câmara. Este sistema de alimentação adicional possibilita a formação de uma mistura mais rica na pré-câmara em relação à câmara principal, promovendo a estratificação da carga. Sistemas de ignição por lança chamas com carga estratificada encontram-se em desenvolvimento como o desenvolvido por RODRIGUES FILHO (2014) no Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) situado na Universidade Federal de Minas Gerais. A Figura 1.3

apresenta uma vista em corte do cabeçote do protótipo do sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada em sua configuração final proposta por RODRIGUES FILHO (2014).

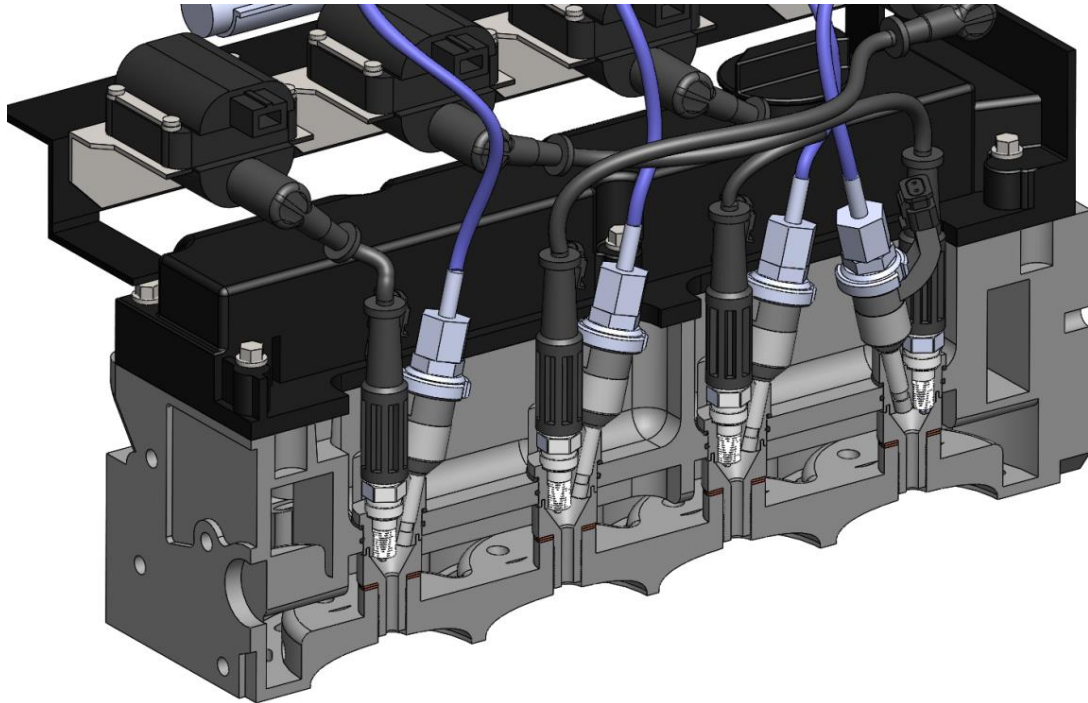


Figura 1.3 – Vista em corte do Cabeçote do protótipo em sua configuração final.
RODRIGUES FILHO (2014).

Através da Figura 1.3 é possível visualizar a pré-câmara montada no cabeçote adaptado com a vela de ignição e eletroinjeter de injeção direta.

Carga Homogênea: A pré-câmara de combustão utiliza a mistura fresca que alimenta a câmara de combustão principal, desta forma tem-se a mesma razão ar/combustível na pré-câmara e na câmara principal. Esta configuração apresenta maior simplicidade mecânica em sua construção, possibilita operar com misturas mais pobres que o motor convencional e possui uma maior velocidade de combustão, porém uma maior tendência ao superaquecimento e retenção de gases remanescentes da combustão anterior na pré-câmara. A Figura 1.4 apresenta o sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea em sua configuração final montada no cabeçote adaptado, com detalhes do sistema de arrefecimento proposta por MOREIRA (2014). Fatores como geometria interna da pré-câmara, diâmetro do furo do dispositivo de interconexão, volume interno da pré-câmara, posição da vela de ignição, são de fundamental importância para o bom funcionamento do sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea. Este tipo

de sistema, mesmo de configuração mais simples, permite reduzir o tempo de combustão na câmara principal, através do fornecimento de jatos de chama com alta energia oriunda da pré-câmara. Desta forma, a ignição de misturas pobres torna-se possível, reduzindo as emissões de monóxido de carbono e a temperatura da câmara principal, levando a uma diminuição nas emissões de NO_x .

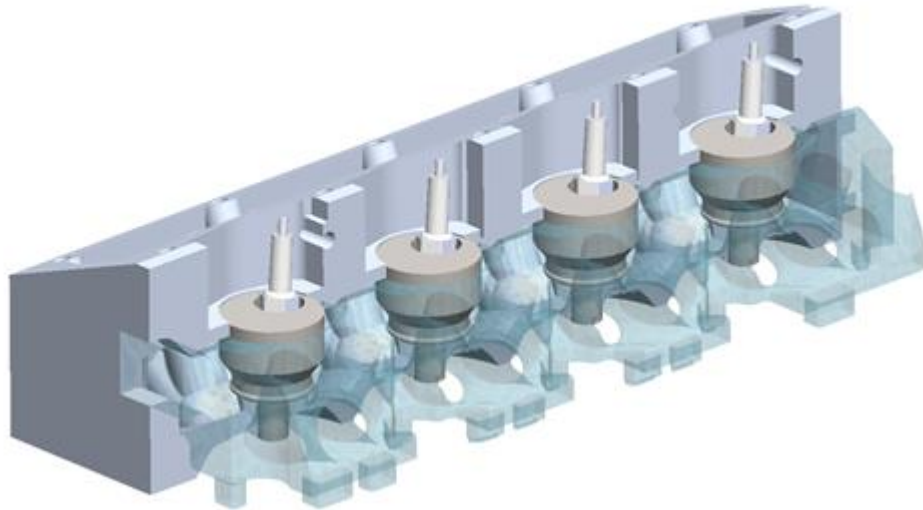


Figura 1.4 – Sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea proposta por MOREIRA(2014).

O sistema de ignição por lança chamas mesmo sem a estratificação da carga torna-se uma interessante opção de desenvolvimento para a redução do consumo de combustível e emissões de poluentes, sendo o alvo do presente trabalho.

1.3 – OBJETIVOS

1.3.1 - Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho é analisar e caracterizar um protótipo de motor de pesquisa provido de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea, como uma alternativa para a redução de consumo de combustível e emissões de poluentes. A caracterização do protótipo em dinamômetro de bancada é utilizada para validar os parâmetros de desempenho do sistema e os parâmetros geométricos de projeto.

1.3.2 - Objetivos Específicos

Pretende-se alcançar os seguintes objetivos específicos:

- A redução no consumo específico de combustível;
- Aumento do rendimento térmico do motor;
- A caracterização da combustão na câmara principal e na pré-câmara;
- A criação de uma metodologia para determinação da temperatura do gás de combustão na pré-câmara, não verificada anteriormente na literatura;
- A criação de uma metodologia para a modelagem do processo de arrefecimento da pré-câmara de combustão, não verificada anteriormente na literatura;
- A predição das emissões volumétricas de NO_x através do mecanismo de ZELDOVICH;
- A criação de uma metodologia para a caracterização do sistema de ignição por lança chamas utilizando um modelo unidimensional através de um *software* comercial;
- Análise do limite de operação do motor empregando misturas pobres.

CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 – FUNDAMENTOS

Os motores de combustão interna idealizados por Beau de Rochas em 1862, que propôs as condições necessárias para que um motor com ignição por centelha funcionasse, foram concretizados tecnologicamente em 1876 por Nikolaus Otto, quando a empresa alemã *Otto und Langen* passou a fabricar este tipo de motor com pistões móveis ligados a um virabrequim. Este tipo de motor passou a se chamar popularmente de motor Otto. BARROS (2003); GUIMARAES(2008).

Nos motores de quatro tempos de ignição por centelha, o ciclo de trabalho é realizado cada duas voltas do eixo de manivelas. Os pistões são movimentados dentro dos cilindros entre o ponto morto superior (PMS) e ponto morto inferior (PMI) transmitindo o movimento para o eixo de manivelas através das bielas. A cada duas voltas no eixo de manivelas um ciclo de trabalho é realizado e este ciclo mecânico corresponde aos quatro tempos do motor, como ilustra a Figura 2.1.

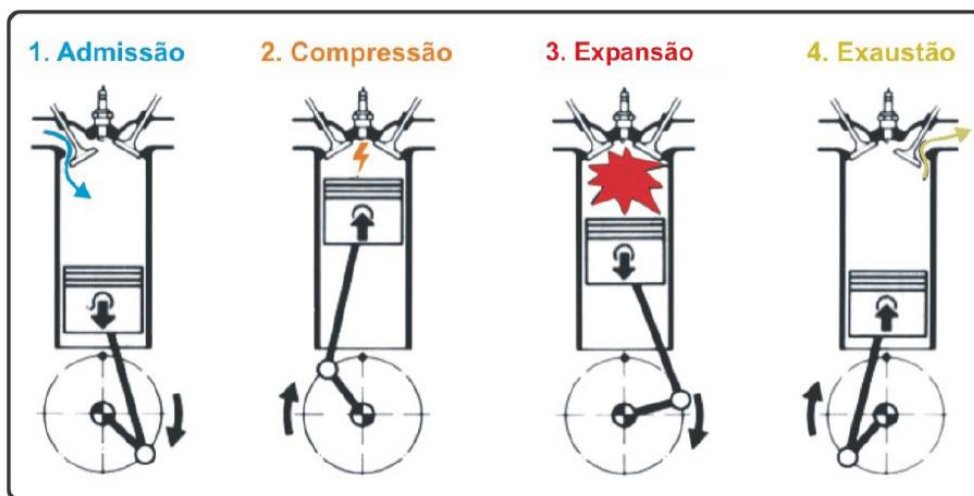


Figura 2.1 - Ciclo mecânico de um motor de ignição por centelha de quatro tempos.
(GUIMARAES 2008).

Os quatro tempos do ciclo ideal são descritos a seguir:

- **Admissão:** O pistão se movimenta do PMS para o PMI com a válvula de admissão aberta e a de descarga fechada. Com o diferencial de pressão originado pela queda do pistão, a mistura ar/combustível entra no cilindro.

- **Compressão:** A válvula de admissão se fecha e o pistão se desloca do PMI para o PMS, comprimindo a mistura ar/combustível. Ao final deste processo, uma centelha elétrica é fornecida pelo sistema de ignição entre os eletrodos de uma vela de ignição em contato com a mistura admitida. Esta centelha provoca o início da queima da mistura, causando um aumento abrupto da pressão e da temperatura dentro do cilindro. A ignição por centelha inicia o processo de queima através de uma frente de chama que é guiada pelos contornos da câmara de combustão. A frente de chama aumenta em volume e área, gerando uma quantidade crescente de carga em combustão. Devido ao aumento do raio de propagação da chama, a frente de chama cresce rapidamente, sendo esta limitada pelas paredes do cilindro e direcionada para a mistura fresca.
- **Combustão/Expansão:** A alta pressão dentro do cilindro, causada pela ignição da mistura ar/combustível faz com que o pistão se desloque do PMS para o PMI com as válvulas de descarga e admissão fechadas. Este é o momento em que a energia térmica contida no cilindro se transforma em energia mecânica, movimentando o pistão e posteriormente sendo transformada em movimento rotativo no virabrequim, através do sistema biela-manivela.
- **Exaustão:** Neste momento o pistão se encontra em PMI e por inércia do conjunto se desloca para o PMS. A válvula de admissão encontra-se fechada e a de exaustão aberta. Os gases originados da queima da mistura ar/combustível são expulsos para a atmosfera.

Entre a compressão e a expansão tem-se a combustão da mistura ar/combustível. A centelha elétrica inicia o processo de queima através de uma frente de chama que pode ser guiado pelo contorno da câmara de combustão. A partir do centelhamento da vela a chama se difunde, aumentando a área de frente de chama, expondo uma maior quantidade de energia para a inflamação em cada incremento do movimento de chama. A Figura 2.2 (a) apresenta o aumento da carga em combustão em função do movimento da chama. A Figura 2.2 (b) possui o dobro de raio de propagação se comparado a Figura 2.2 (a) devido ao aumento de propagação de chama.

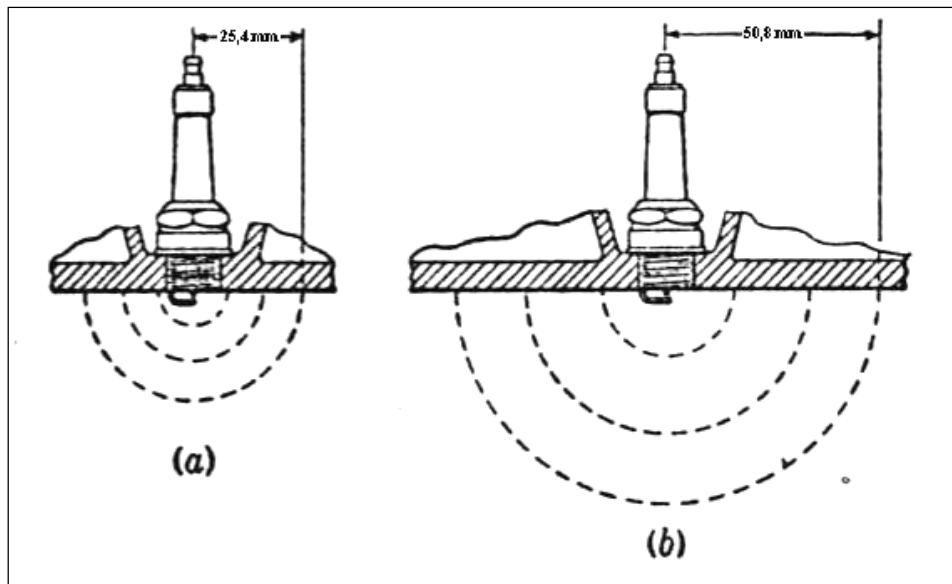


Figura 2.2 - Aumento da área de propagação de chama. OBERT (1971).

Devido à proximidade da mistura com as paredes da câmara de combustão e baixa turbulência, a velocidade de queima é baixa no início do processo de combustão. Esta velocidade de queima aumenta com o aumento do raio de propagação, tendo sua velocidade máxima intimamente relacionada à turbulência. Desta forma a velocidade máxima de chama está intimamente relacionada à velocidade de reação do combustível com o oxidante e ao aumento do número de Reynolds. OBERT (1971).

Com o intuito de se obter melhor desempenho e menor emissão de poluentes, a geometria da câmara de combustão, segundo TAYLOR (1995a), deve garantir:

- Alta turbulência no tempo de compressão, para aumentar a velocidade da combustão e homogeneizar a mistura no interior da câmara, inclusive nos pontos próximos às paredes da mesma;
- Redução da detonação através de redução do comprimento efetivo da chama (ou do caminho da chama);
- Redução das perdas por bombeamento;
- Possuir menor razão superfície/volume, a fim de minimizar as perdas por transferência de calor.

De acordo com GOMES (2004), várias geometrias de câmaras de combustão podem ser utilizadas nos automóveis. Estas câmaras de combustão variam sua configuração quanto à posição das válvulas de admissão e escape, vela de ignição, número de válvulas por cilindro, número de velas por cilindro e sua forma geométrica. A Figura 2.3 apresenta

vários tipos e geometrias das câmaras de combustão dos motores de ignição com ignição por centelha.

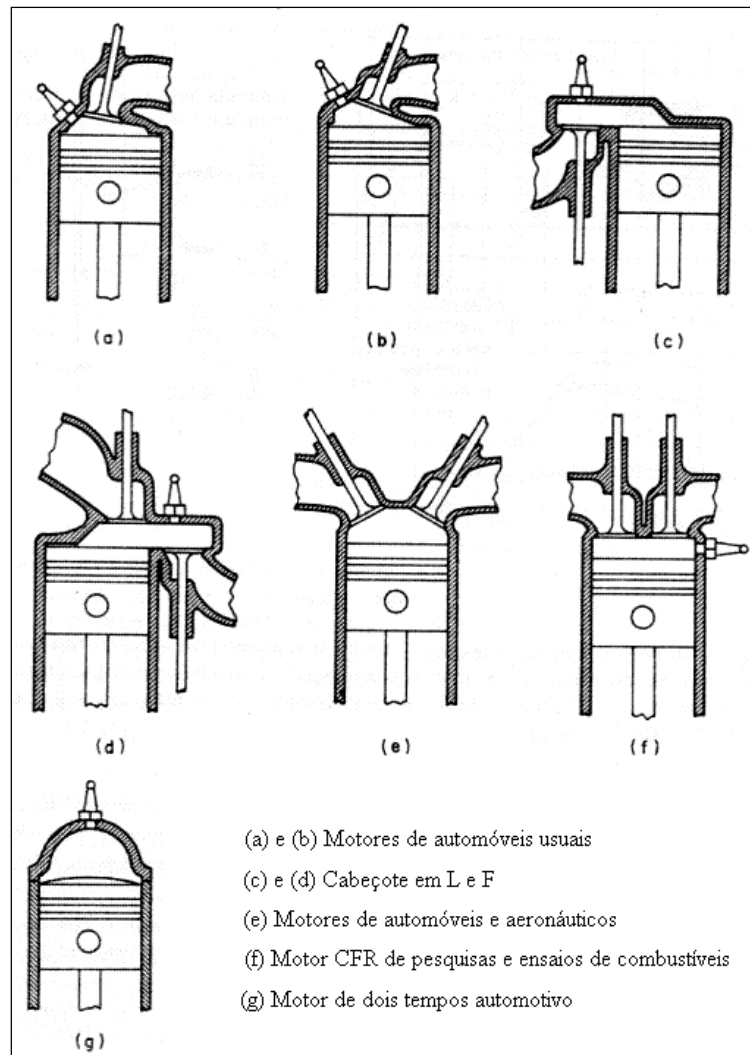


Figura 2.3 – Tipos e geometrias de câmaras de combustão para motores de ignição por centelha. GOMES (2004).

2.2 – FORMAÇÃO DA MISTURA AR/COMBUSTÍVEL

Existem várias formas para que o combustível possa ser combinado com o oxidante. Esta mistura pode ser feita antes do coletor de admissão através da utilização de um carburador ou sistema de injeção eletrônica monoponto, podendo também ser realizada no interior do coletor de admissão com a utilização de sistema de injeção eletrônica multiponto e até mesmo injeção de combustível dentro da própria câmara de combustão com a utilização da injeção direta. (GARRET, 1996).

Na formação da mistura, a massa de ar admitida e a massa de combustível quando

combinadas podem formar três tipos de mistura:

- Mistura estequiométrica – mistura quimicamente balanceada;
- Mistura rica – mistura com excesso de combustível em relação à condição estequiométrica;
- Mistura pobre – mistura com excesso de ar em relação à condição estequiométrica.

A relação ar/combustível (real) dividida pela relação ar/combustível estequiométrica é definida como fator λ (*relative air/fuel ratio*):

$$\lambda = \frac{r_{ac}}{(r_{ac})_{est}} \quad (2.1)$$

Onde:

r_{ac} → relação ar/combustível (real);

$(r_{ac})_{est}$ → relação ar/combustível estequiométrica.

O fator ϕ (*fuel/ar equivalence ratio*) pode ser definido em função do fator λ (*relative air/fuel ratio*):

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (2.2)$$

Desta forma tem-se:

$\lambda < 1$ → mistura rica;

$\lambda > 1$ → mistura pobre;

$\phi > 1$ → mistura rica;

$\phi < 1$ → mistura pobre;

$\phi = \lambda = 1$ → mistura estequiométrica.

Segundo GOMES (2004) as misturas de ar/ combustível possuem um limite para efetivar a combustão, seja pelo excesso de ar ou excesso de combustível. A Figura 2.4 mostra os limites de combustão para o iso-octano.

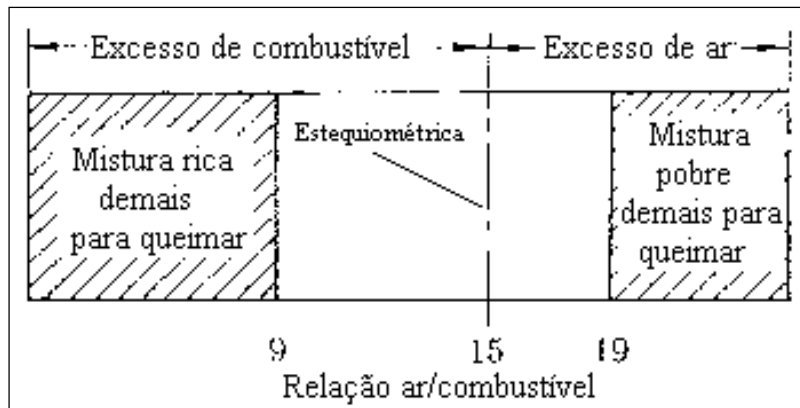


Figura 2.4 - Limites de inflamabilidade para o Iso-octano. GANESAN (1995).

A formação da mistura ar/combustível quando formada no coletor de admissão ocorre a baixas pressões. Nos sistemas de alimentação por carburador e injeção monoponto a mistura é formada no coletor e parte do combustível que foi vaporizado se condensa nas paredes da tubulação de admissão e é admitida na forma líquida de gotas maiores que podem não queimar totalmente, aumentando a emissão de hidrocarbonetos e monóxido de carbono. TAYLOR (1995b).

Segundo MOREIRA (2009), atualmente no Brasil a grande maioria dos automóveis possui injeção multiponto como sistema de alimentação de combustível e a formação da mistura é realizada no final do coletor de admissão, próximo a entrada da válvula de admissão, reduzindo os efeitos da condensação do combustível no coletor. A Figura 2.5 mostra um sistema de injeção eletrônica multiponto em um motor automotivo com 4 válvulas por cilindro.

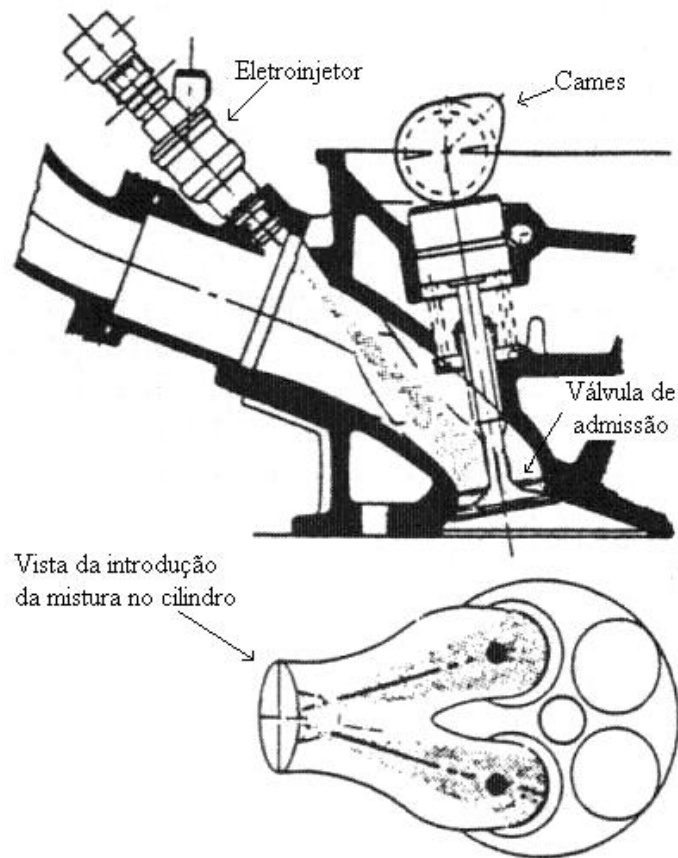


Figura 2.5 – Sistema de injeção eletrônica multiponto. GARRET (1996).

A BMW em 2001 desenvolveu a tecnologia denominada *Valvetronic*, onde o controle da entrada da mistura ar/combustível é realizado pela válvula de admissão. A válvula de admissão possui um sistema de controle que determina o curso e duração de abertura, sendo ambos amplamente variáveis. Esta tecnologia possibilita redução de consumo em torno de 10% segundo o fabricante e diminuição da emissão de poluentes. A Figura 2.6 mostra um desenho explicativo do sistema. A entrada de mistura ar/combustível é controlada pelo curso de abertura e o tempo de abertura da válvula de admissão.

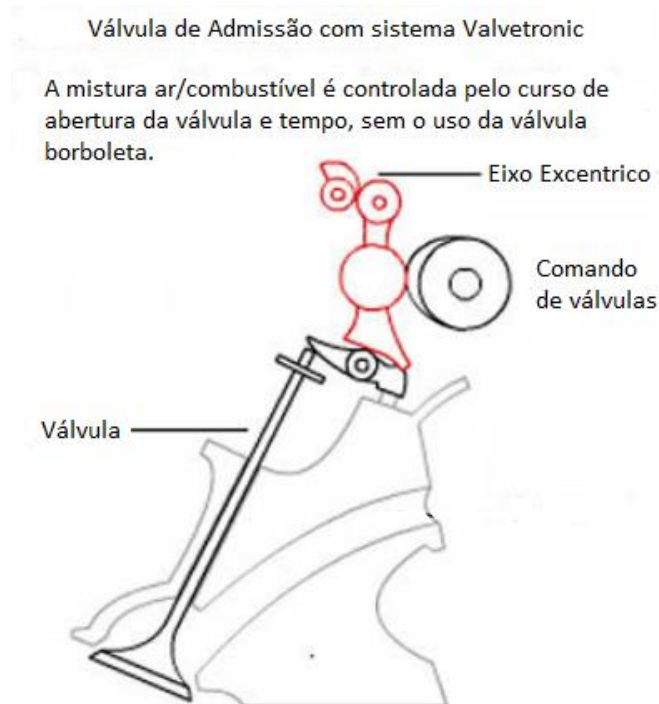


Figura 2.6 – Desenho Esquemático do sistema *Valvetronic*. BMW (2012).

Outra forma de se realizar a formação da mistura é pelo sistema de injeção direta. A injeção direta elimina a condensação nas paredes do coletor de admissão, devido ao fato do combustível ser introduzido à temperatura ambiente diretamente na câmara de combustão e se misturar com o ar dentro desta, promovendo uma diminuição da temperatura da câmara de combustão, possibilitando aos motores dotados com este tipo injeção trabalhar com uma maior taxa de compressão e aumento do rendimento térmico do motor. HILDERBRAND JR (1998).

O sistema de injeção direta pode realizar a formação da mistura em baixa pressão, quando utilizado nos tempo de admissão/ início de compressão do motor; ou realizar a mistura em alta pressão, quando utilizado durante o curso da compressão, que permite uma maior estratificação da carga em relação ao sistema de formação em baixa pressão. OBERT (1971).

2.2.1 – Carga estratificada

O desenvolvimento dos motores de carga estratificada teve seu início por volta de 1920, através da utilização da injeção direta de combustível, reunindo características desejáveis dos motores de ignição por centelha e dos motores de ignição por compressão. Os benefícios obtidos pela estratificação da carga permitem um aumento de rendimento

térmico devido à utilização de uma maior razão de compressão; o combustível injetado diretamente na câmara de combustão permite um maior resfriamento, pois não há condensação de massa de combustível nas paredes do coletor como no sistema de injeção indireta. HEYWOOD (1988).

A carga estratificada possibilita ganho de eficiência na combustão, devido ao fluxo dos gases da combustão, provenientes da região onde a mistura é mais rica, gerar uma frente de chama com maior energia e menor variabilidade cíclica na formação da combustão a partir da região de centelhamento. MOREIRA (2012).

Segundo GOMES (2004), a estratificação da carga pode ser obtida através de três formas distintas:

- Através do uso de um carburador auxiliar;
- Através da utilização da injeção direta de combustível;
- Através do uso de um sistema de ignição por lança chamas.

2.2.1.1 – Estratificação da carga por carburador auxiliar

A estratificação da carga pode ser realizada através do uso de um carburador auxiliar. A sociedade Francesa do Petróleo desenvolveu um motor experimental que utiliza um carburador auxiliar para a formação da mistura estratificada. O motor desenvolvido é mostrado na Figura 2.7.

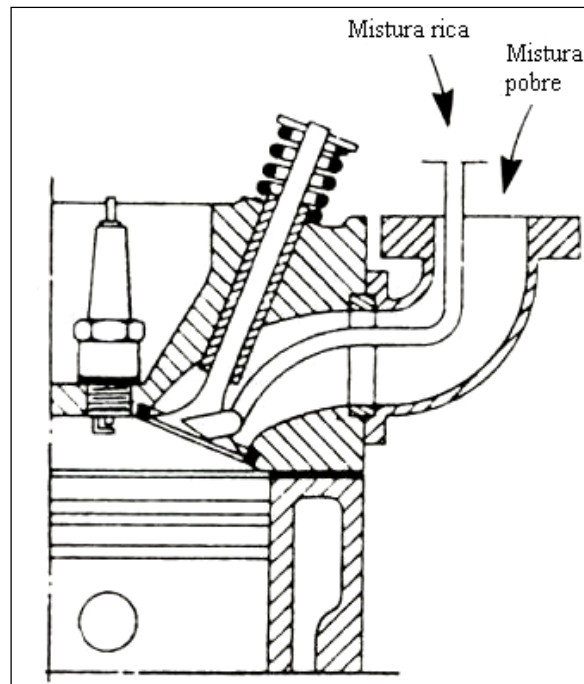


Figura 2.7 – Sistema de Estratificação da Carga com Carburador Auxiliar. GOMES (2004).

A estratificação da carga ocorre através da alimentação de um duto com mistura rica que é direcionado para a vela de ignição quando a válvula de admissão está aberta e o carburador principal fornece a mistura pobre para as regiões mais afastadas da câmara de combustão. GARRET (1996).

2.2.1.2 – Estratificação da carga por injeção direta

Segundo HEYWOOD (1988), a injeção direta nos motores do ciclo Otto tem como objetivo promover a estratificação da carga, ao contrário dos motores do ciclo diesel onde a função da injeção direta é regular o período de combustão e inflamar o óleo diesel.

A estratificação da carga é obtida através do uso de eletroinjetores de combustível localizados na câmara de combustão, que em regiões próximas da parte central do spray geram mistura rica e em regiões mais afastadas do spray geram misturas pobres. BAPTISTA (2007).

Nos motores Texaco TCCS (*Texaco Controlled Combustion System*), a estratificação da carga ocorre através do uso de um sistema de injeção direta onde, próximo à vela de ignição tem-se uma mistura mais rica, apresentada como pontos negros, que no restante da câmara de combustão. A Figura 2.8 mostra o sistema de estratificação da carga

utilizado nos motores Texaco.

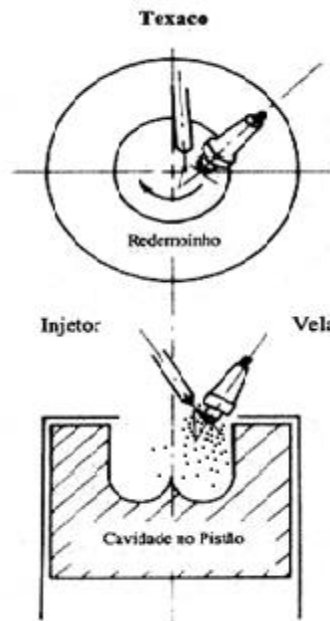


Figura 2.8 - Sistema de Estratificação da Carga Texaco. HEYWOOD (1988).

A Machinefabrik Augsburg-Nurnberg na Alemanha, conhecida como M.A.N. possui um motor produzido em escala comercial com estratificação da carga através da utilização da injeção direta, onde a injeção de combustível é realizada diretamente na cabeça do pistão, que possui formato côncavo para gerar um alto grau de redemoinhos, *Swirl*, ao ar aspirado. Desta forma, o jato de combustível tende a gerar uma mistura mais rica próxima à vela de ignição, se comparado ao restante da câmara de combustão. A Figura 2.9 apresenta o sistema de estratificação da carga desenvolvido pela M.A.N.

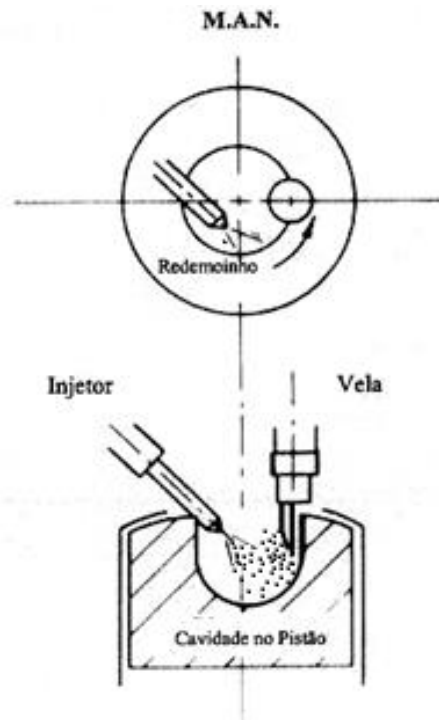


Figura 2.9 – Motor M.A.N. com sistema de estratificação da carga. HEYWOOD (1988).

2.2.1.3 – Estratificação da carga através do sistema de ignição por lança chamas

Os motores com o sistema de estratificação da carga que utilizam o sistema de ignição por lança chamas começaram a ser desenvolvidos e comercializados na década de 70. O sistema de ignição por lança chamas realiza a estratificação da carga através da utilização de uma pequena pré-câmara alimentada com mistura ar/combustível proveniente de um sistema de alimentação auxiliar, com uma mistura mais rica do que a mistura ar/combustível que alimenta a câmara de combustão principal.

Desta forma quando iniciada a combustão pela vela de ignição da pré-câmara, jatos de chama são formados. Estes jatos de chama possuem alta energia e possibilitam o início da combustão em misturas extremamente pobres da câmara principal.

Os motores dotados de sistema de ignição por lança chamas normalmente possuem uma cavidade ou uma pré-câmara de combustão fisicamente separada da câmara principal de combustão, situada acima do pistão. A pré-câmara e a câmara principal são interligadas por um ou mais orifícios, de acordo com a concepção adotada. Estas câmaras auxiliares (pré-câmaras) de combustão receberam estas denominações a partir das expressões: *auxiliary chambers, combustion (torch) chambers e prechamber stratified-charge*

Segundo SÁ (2001), este sistema de ignição foi desenvolvido e patenteado em 1918 por Sir Harry R. Ricardo como mostrado na Figura 1.2 e tornou-se referência para realização de trabalhos posteriores. Sumers, em 1926, propôs a utilização de dois carburadores e balancim para o controle da válvula auxiliar. Em 1956, foi proposta por Heintz, a utilização de múltiplos orifícios dos dispositivos de interconexão entre as câmaras de combustão. O russo L.A. Gussak obteve a patente, em 1963, do “LAG” (*Ativação da combustão por avalanche*), com significativas melhorias comparadas aos sistemas desenvolvidos anteriormente.

Segundo BAPTISTA (2007), uma das maiores vantagens do sistema de ignição por lança chamas em relação ao sistema convencional de ignição por centelha é que a frente de chama que inicia a combustão possui maior energia. Pode existir mais de uma frente de chama, dependendo da configuração dos orifícios de interconexão com a câmara principal, contribuindo para uma combustão mais completa e rápida, diminuindo a probabilidade de pré-reações que originariam a detonação. A diminuição da probabilidade da detonação permite que o motor possua uma maior relação de compressão, obtendo-se ganhos no rendimento térmico.

Em 1965 a montadora Honda, desenvolveu o CVCC (*Compound Vortex Controlled Combustion*) baseado nas idealizações realizadas por L.A. Gussak em 1963. Esse sistema apresentava uma baixa emissão de poluentes, com uma redução de até 80% do índice de emissões dos gases poluentes e 9% de consumo específico em relação ao motor original da época. MOREIRA (2009).

A Figura 2.10 apresenta um desenho em corte esquemático do sistema CVCC desenvolvido pela Honda, com estratificação de carga.

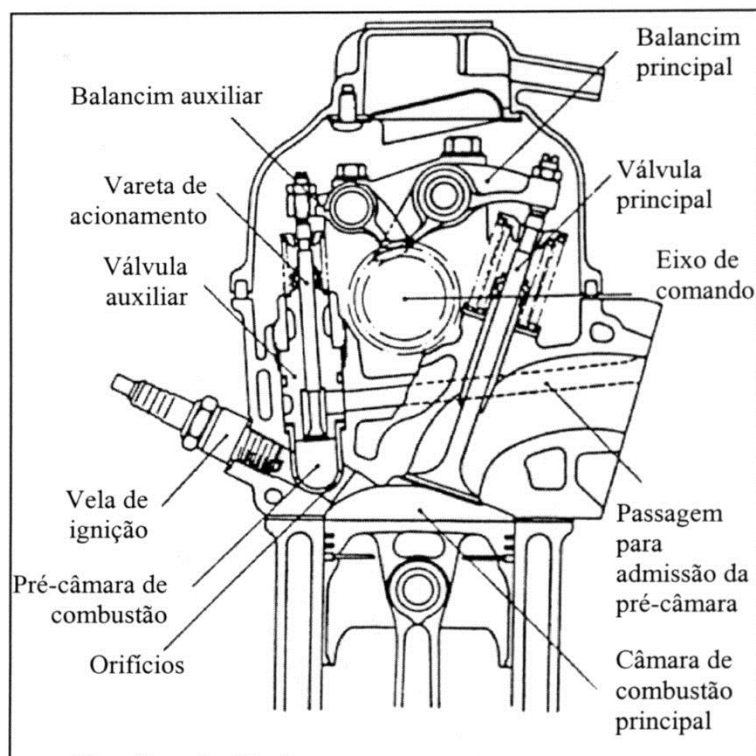


Figura 2.10 – Sistema CVCC, em corte esquemático, desenvolvido pela Honda em 1965. (TURKISH, 1975).

O sistema CVCC desenvolvido pela Honda utiliza mistura estratificada com alimentação de combustível na pré-câmara. Um carburador auxiliar fornece a mistura rica necessária para alimentar a pré-câmara através da abertura da válvula auxiliar. A vela de ignição presente na pré-câmara inicia o processo de combustão. Com isso, os gases em combustão são introduzidos na câmara principal, através do orifício de interconexão, na forma de um jato de chama (ou jatos, no caso de múltiplos orifícios) e iniciam o processo de combustão da mistura pobre da câmara principal. MOREIRA (2009).

Segundo BAPTISTA (2007), o sistema CVCC é considerado o mais significativo desenvolvimento dos motores com este sistema de ignição. A Tabela 2.1 apresenta os resultados obtidos pela Honda em alguns motores com o sistema de ignição original e em motores com o sistema CVCC.

Tabela 2.1 – Resultados obtidos com o Sistema CVCC da Honda (DATE, 1974).

Modelo	Cilindrada [cm³]	CO [g/km]	THC [g/km]	NOx [g/km]	Consumo [km/L]
Honda Civic Original	1488	1,51	0,15	0,86	10,77
Honda Civic CVCC	1488	1,17	0,11	0,48	-
Civic CVCC após 80.000km rodados	1488	1,60	0,16	0,61	-
GM Vega Original	2295	6,62	1,33	2,37	7,27
GM Vega CVCC	2295	1,63	0,16	0,72	7,98
Chevrolet Impala Original	5736	12,08	0,97	1,51	4,43
Chevrolet Impala CVCC	5736	1,80	0,16	1,07	4,43
Níveis Máximos pela Legislação de 1975	-	1,31	0,66	0,75	-

Segundo GARRETT (1996) e TURKISH (1975), no sistema CVCC a mistura para a alimentação da pré-câmara é realizada através de um carburador auxiliar, onde um eixo de comando independente executa o fechamento e abertura da válvula de alimentação da pré-câmara de combustão. A Figura 2.11 apresenta uma foto do sistema CVCC, em corte, com seus dispositivos principais como eixo de comando de válvulas da pré-câmara, válvula de admissão da pré-câmara, vela de ignição na pré-câmara, o corpo da pré-câmara, a câmara de combustão principal e a válvula de admissão com seu duto de admissão.

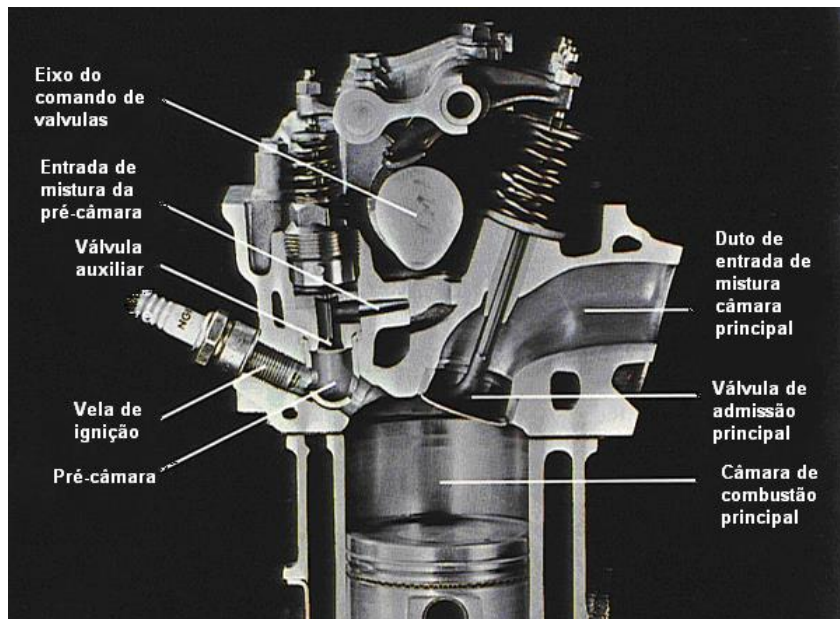


Figura 2.11 – Sistema CVCC da Honda – Corte real. (HONDA, 2006).

As transformações do ciclo de combustão do motor CVCC da Honda, dotado de pré-câmara de combustão para estratificação de carga, são descritas com auxílio da Figura 2.12:

- O volume da pré-câmara é preenchido com mistura rica através da válvula auxiliar, enquanto a câmara principal, durante a fase de admissão do motor, é preenchida com mistura pobre proveniente do coletor de admissão como mostrado na Figura 2.12-A;
- No tempo de compressão, a mistura da câmara principal é comprimida e parte da mistura pobre é transferida para dentro da pré-câmara, empobrecendo ligeiramente a mistura rica ali contida como mostrado na Figura 2.12-B;
- Após o centelhamento, como mostrado na Figura 2.12-C, 2.12-D e 2.12-E, a mistura da pré-câmara aumenta a pressão durante o processo de queima. Com isso, os gases em combustão são expelidos para a câmara principal na forma de um jato de chama (ou jatos, no caso de múltiplos orifícios), e incendeia a mistura pobre da câmara principal;
- A Figura 2.12-F mostra a fase de descarga, onde uma parte dos gases remanescentes da combustão permanece no cilindro, e uma parcela deles fica contida na pré-câmara de combustão, restando sempre uma parcela de gases queimados dentro da pré-câmara de combustão.

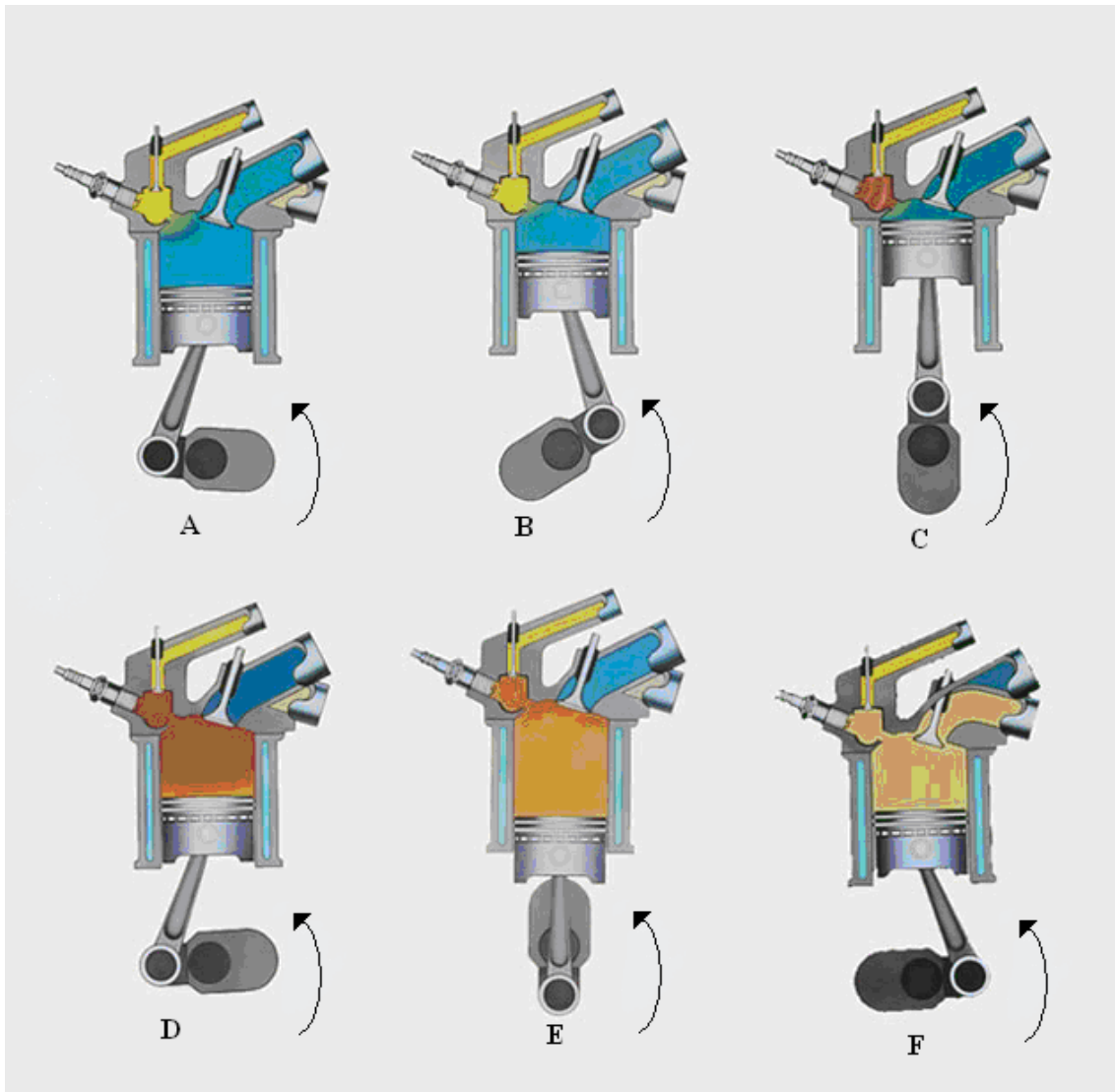


Figura 2.12 – Sistema CVCC da Honda – Fases do Ciclo do Motor. (HONDA, 2006).

Com os grandes avanços dos sistemas de controle de alimentação e ignição de combustível, em especial a injeção eletrônica, a utilização de melhores catalisadores (*3-Way Catalytic Converters*), à dificuldade de manutenção e devido a este tipo de sistema ser puramente mecânico, aliado a um alto custo de fabricação, este tipo de sistema foi abandonado. SÁ (2001).

Um fator importante para garantir uma combustão mais eficiente com sistema de alimentação auxiliar para a pré-câmara é o grau de estratificação da mistura. Através de um estudo, DATE (1974) identificou cinco regiões distintas a fim de obter uma estratificação da carga de forma eficiente, como mostrado na Figura 2.13. A estratificação da carga faz com que a frente de chama seja conduzida por todo o volume da câmara de combustão, que possui diferentes concentrações de mistura ar/combustível. A região A

identificada na Figura 2.13 representa a admissão de mistura ar/combustível rica para a pré-câmara de combustão; a região **B** representa a admissão de mistura pobre na câmara de combustão principal. Nas regiões **C**, **D**, e **E** suas propriedades dependem da fração dos gases remanescentes do ciclo anterior, da concentração da mistura nas diferentes regiões, de fatores geométricos da pré-câmara, da rotação do motor, da quantidade de orifícios de interconexão com a câmara principal e aspectos construtivos.

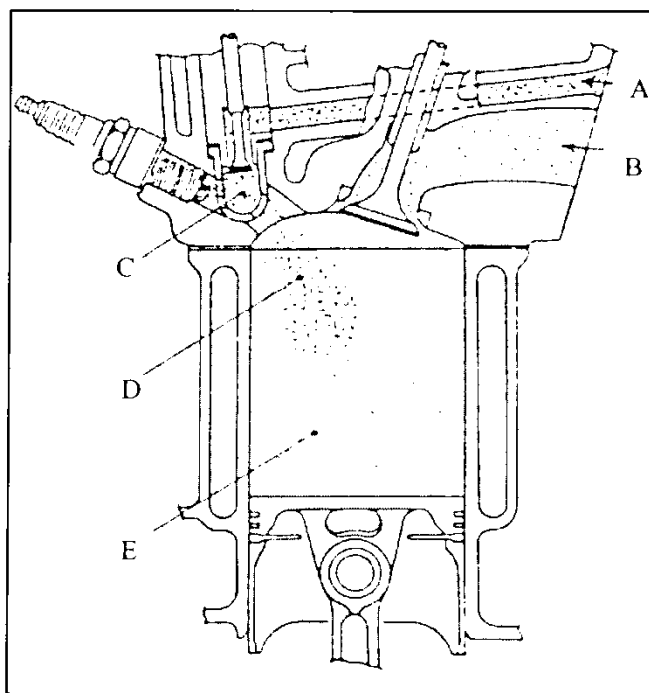


Figura 2.13 – Regiões de Estratificação da Carga. DATE, (1974).

Na fase de admissão a mistura proveniente da pré-câmara irá enriquecer ligeiramente a mistura da câmara principal de combustão. Na fase de compressão a mistura da câmara principal irá empobrecer ligeiramente a mistura contida na pré-câmara de combustão, que apesar deste fenômeno, ainda terá uma mistura mais rica em relação à câmara de combustão principal, facilmente ignitável pela vela de ignição.

O diagrama apresentado na Figura 2.14 por TURKISH (1975) mostra as diferentes concentrações de mistura na pré-câmara e câmara principal em função do ângulo do virabrequim. Nota-se que instantes antes da ignição a mistura na pré-câmara encontra-se ligeiramente rica enquanto a mistura na câmara principal diminui sua relação ar/combustível em relação ao deslocamento do virabrequim, porém a mistura presente dentro da câmara principal é sempre pobre.

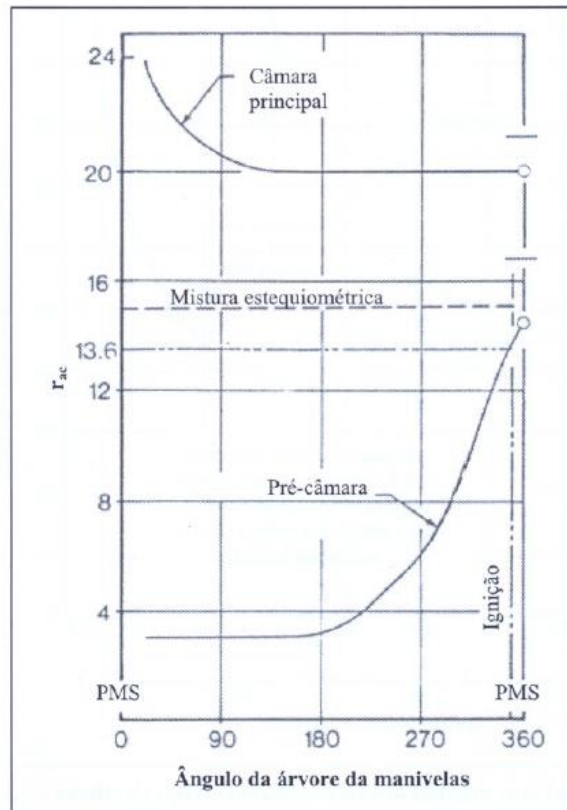


Figura 2.14 – Relação ar/combustível no interior da câmara de combustão principal e pré-câmara de combustão. TURKISH (1975).

A Figura 2.15 apresenta os limites de operação para um motor com o sistema de ignição por lança chamas e um motor com o sistema de ignição convencional relacionando a posição da borboleta aceleradora em (%), o fator ϕ e a relação ar/combustível. Se o valor da mistura ar/combustível for fixado, para uma mesma abertura de borboleta tem-se um maior limite de inflamabilidade do sistema de ignição por lança chamas se comparado ao sistema de ignição convencional. Este maior limite de inflamabilidade se deve à maior frente de energia proveniente dos jatos de chama do sistema de ignição por lança chamas.

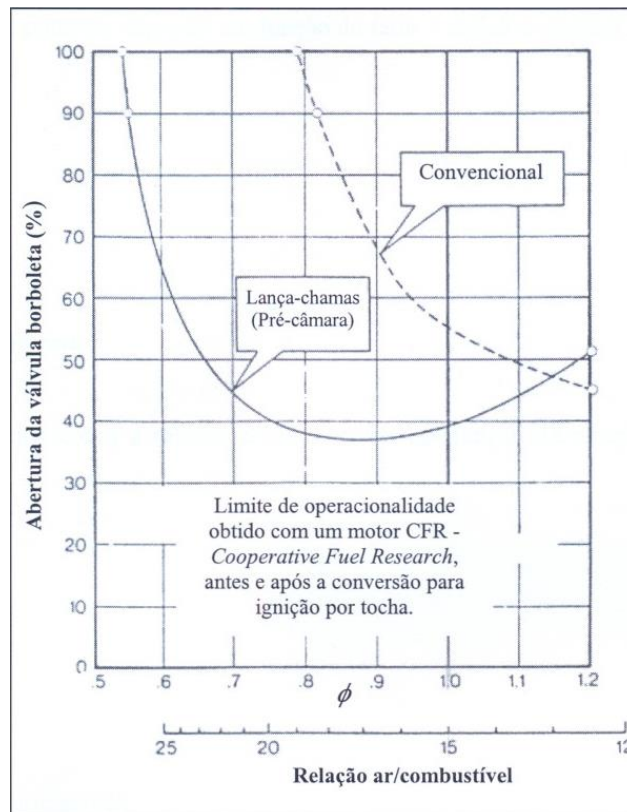


Figura 2.15 – Comparação entre os limites de inflamabilidade do sistema lança chamas e o sistema convencional de ignição. TURKISH (1975).

2.3 – SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS PARA GERAÇÃO DE TURBULÊNCIA SEM ESTRATIFICAÇÃO DA CARGA

Segundo MOREIRA (2009), alguns sistemas de ignição por lança chamas utilizam outro tipo de configuração para a geração de turbulência, considerada mais simples quando comparado ao sistema estratificado. Neste caso a pré-câmara utiliza a mesma mistura com igual razão ar/combustível que entra na câmara principal do motor, sendo conhecido como carga homogênea. A pré-câmara de carga homogênea é caracterizada por possuir apenas a vela de ignição, sem a alimentação de combustível diretamente na pré-câmara. Este sistema é denominado célula de tocha ou *torch cell*.

A Figura 2.16 apresenta um modelo de célula de tocha desenvolvida pela montadora TOYOTA em 1976, constituído de uma cavidade na câmara principal de combustão onde, durante a fase de compressão, é preenchida com a mistura proveniente da câmara principal. Após o centelhamento da vela, jatos de chama com alta energia se deslocam em direção à câmara principal queimando mais efetivamente a mistura lá existente. Com a melhora da combustão podem ocorrer ganhos de desempenho em decorrência de

menores tempos de queima da mistura, a possibilidade do aumento da relação de compressão do motor e, principalmente, a redução das emissões de gases poluentes. HEYWOOD (1988).

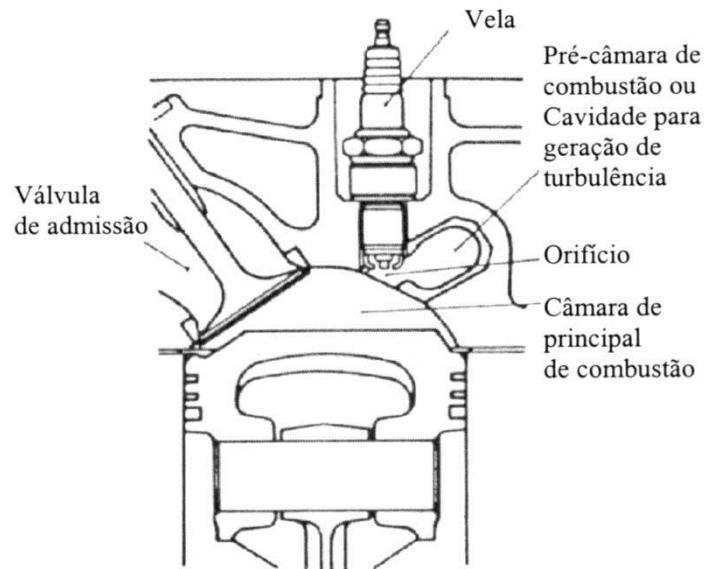


Figura 2.16 – Célula Geradora de Turbulência. HEYWOOD (1988).

Segundo SÁ (2001), os jatos provindos da pré-câmara de combustão provocam a movimentação dos gases, conseqüentemente o gradiente de temperatura no interior da câmara de combustão tende a diminuir, reduzindo as emissões de NO_x .

A Figura 2.17 apresenta o resultado das emissões de NO_x em um motor de combustão interna com célula geradora de turbulência e outro com sistema de ignição convencional. Através da Figura 2.17 pode-se verificar uma redução de até 22% nos índices de NO_x , apenas pela utilização da célula geradora de turbulência. KONISHI (1979).

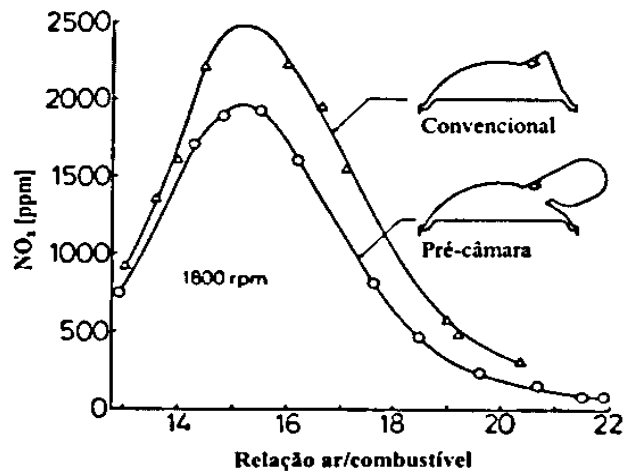


Figura 2.17 – Emissões de NO_x, com o sistema de geração de turbulência. KONISHI (1979).

Estudos realizados por MAVINAHALLY (1994) permitiram verificar um aumento no rendimento térmico do motor através do uso de células geradoras de turbulência. A Figura 2.18 apresenta um comparativo entre os rendimentos térmicos com utilização dos dois tipos de sistemas de ignição.

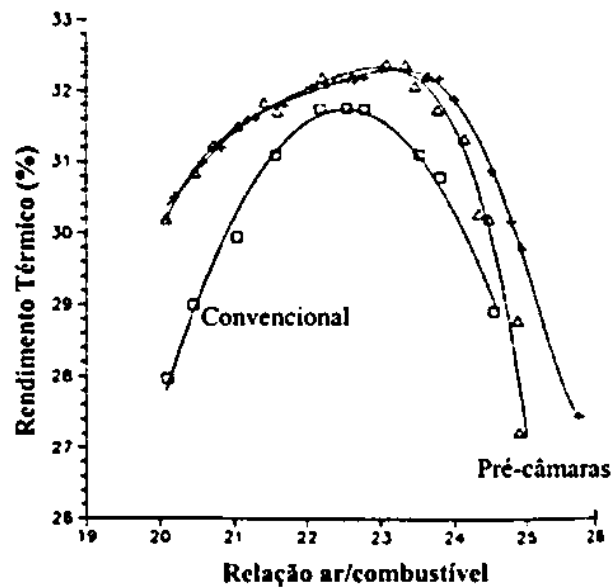


Figura 2.18 – Aumento de rendimento térmico através do uso de um sistema de geração de turbulência. MAVINAHALLY (1994).

Somente através da geração de turbulência é possível obter significativa redução dos níveis de emissão de poluentes e redução do tempo de combustão, evitando a perda de potência e de eficiência, que geralmente acompanham a queima de misturas pobres.

ADAMS (1979).

LATSCH (1984) e HEYWOOD (1988) afirmam que os volumes das pré-câmaras geradoras de turbulência são da ordem de 1 a 20 % do volume da câmara principal de combustão. MOREIRA (2012) afirma que apesar deste sistema possuir vantagens, o sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea possui problemas crônicos como a lavagem dos gases remanescentes na pré-câmara de combustão e grande probabilidade de superaquecimento. O projeto dos dispositivos de interconexão em relação ao número de furos, diâmetros e posição em relação às válvulas de admissão e escapamento são de vital importância para uma boa lavagem dos gases remanescentes e um bom sistema de arrefecimento da pré-câmara possibilita um funcionamento correto do sistema evitando a detonação, pré-ignição e deterioramento das pré-câmaras.

Uma mistura convencional entre ar e gasolina com relação em massa entre 12:1 a 18:1 necessita de cerca de 10 milijoules para ter-se o início do processo de combustão. Quando misturas extremamente pobres são utilizadas, a energia para iniciar a combustão se torna bem maior. O sistema de ignição por lança chamas possui energia cerca de 20 vezes maior se comparado ao sistema de ignição convencional, sendo suficiente para ignitar misturas muito pobres. GUSSAK (1975).

Segundo SÁ (2001) no sistema de ignição por lança chamas, a temperatura média no processo de combustão tende a diminuir devido à alta turbulência presente na pré-câmara, que faz com que a movimentação dos gases seja intensa. A presença dos gases remanescentes faz com que estes auxiliem na redução de temperatura, em cargas parciais, de maneira semelhante ao efeito causado pelos sistemas de recirculação dos gases (EGR).

A eficiência térmica com o uso de sistemas de ignição por lança-chamas pode aumentar na ordem de até 10%, conforme descrito por GUSSAK (1975), isto devido às menores flutuações entre ciclos e a combustão ocorrer de maneira mais estável.

De acordo com as características descritas na revisão bibliográfica pode-se enumerar algumas vantagens esperadas com a utilização do sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea, como:

- Possibilidade do aumento do rendimento termodinâmico do motor, em função do menor tempo de combustão e conseqüentemente uso de maiores relações de compressão;

- Diminuição dos índices de emissões de NO_x , em decorrência da diminuição do gradiente de temperatura na câmara de combustão;
- Diminuição dos índices de emissões de monóxido de carbono (CO), devido ao sistema operar com misturas ricas em oxigênio, favorecendo a formação de dióxido de carbono (CO_2);
- Diminuição dos índices de emissões de hidrocarbonetos (THC), devido à queima mais completa do combustível, fruto de uma combustão mais estável e com menores flutuações entre os ciclos;
- Possibilidade de utilização de combustíveis de baixa octanagem em motores com alta razão de compressão;
- Diminuição da probabilidade de detonação, devido à combustão ocorrer com maior velocidade e menor gradiente de temperatura dentro da câmara de combustão.

Devido a estas vantagens, e por se tratar de um sistema mais simples do que o sistema estratificado, propõe-se neste trabalho uma análise completa deste sistema.

2.4 – CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS DO SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS

Os fatores que influenciam no desempenho da pré-câmara são apresentados a seguir.

2.4.1 – Geometria da pré-câmara de ignição

A geometria da pré-câmara de ignição que apresenta maior vantagem para a utilização em motores com ignição por centelha possui formato cilíndrico. Nas pesquisas iniciais sobre a utilização do sistema de ignição por lança chamas, a geometria esférica foi amplamente utilizada devido a sua facilidade de adaptação e em função do seu largo uso nos motores de ignição por compressão. Porém a geometria esférica prejudica a propagação de chamas dentro do cilindro, se comparada as pré-câmaras de geometria cilíndrica, isto devido ao formato esférico possuir a propriedade de concentrar com maior intensidade a combustão no seu interior. TURKISH (1975).

As geometrias cônicas e cilíndricas foram estudadas por WOLFF (1997) como mostrado pela Figura 2.19.

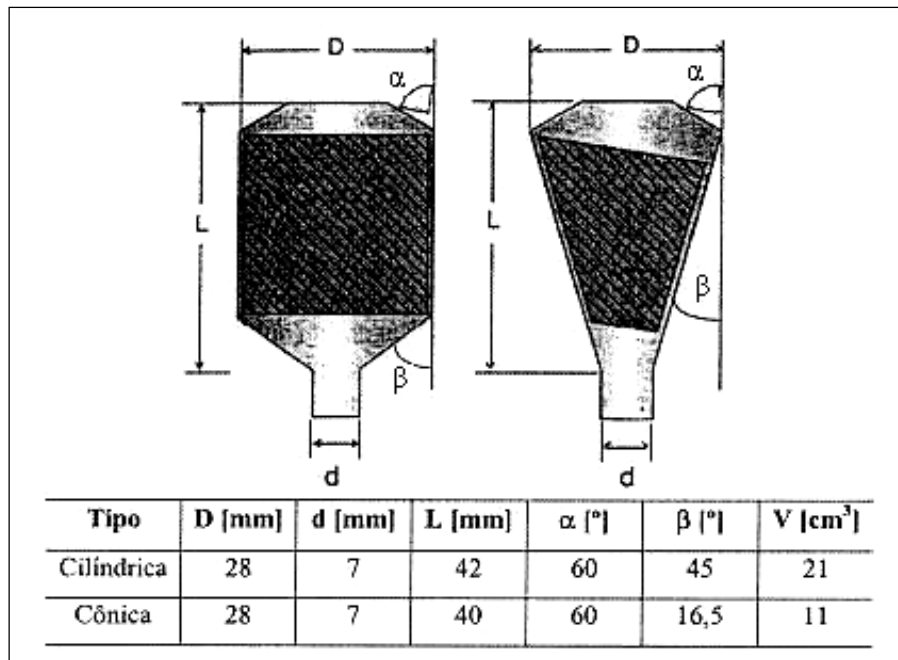


Figura 2.19 – Geometria cônica e cilíndrica estudada por WOLFF (1997).

O processo de formação de mistura no interior das pré-câmaras foi estudado em duas dimensões (2D), através da utilização de um feixe planar de laser, que provoca a fluorescência na acetona que é misturada ao nitrogênio durante os testes. Um jato com nitrogênio e acetona inicia o processo de formação de mistura. O resultado do experimento mostra que a formação da mistura na pré-câmara cilíndrica ocorre de maneira mais homogênea, com menores áreas de heterogeneidade e gradientes suaves de densidade, isto devido a formação precoce de vórtices, capazes de homogeneizar a mistura. A pré-câmara cônica apresentou resultados com gradientes bruscos de densidade da mistura.

A utilização de pré-câmaras esféricas, segundo WANG (1981), tende a dificultar a formação da mistura, provocando flutuação entre os ciclos. O início da chama e a formação do jato é fortemente influenciada, durante cada ciclo, pela distribuição de gradientes de densidade de mistura.

Desta forma, as relações ar/combustível excessivamente ricas ou excessivamente pobres, que encontram-se fora do limite de ignição, estão sujeitas a problemas na ignição e uma redução na velocidade de propagação de chama. A existência de gradientes de densidade de mistura dentro do limite de ignição pode provocar uma abrupta interrupção do processo químico, que leva a extinção da chama e por consequência um aumento da emissão de

hidrocarbonetos (THC). LOURUSSO (1984).

Segundo WOLFF (1997) os efeitos citados influenciam a produção de uma combustão estável e rápida. Na geometria cilíndrica da pré-câmara de ignição uma fração insignificante de mistura encontra-se fora do limite de ignição, enquanto na pré-câmara cônica uma parcela significativa de mistura encontra-se fora do limite de ignição.

2.4.2 – Volume da pré-câmara de ignição

O volume da pré-câmara de ignição possui forte influência no processo de combustão, sendo um dos mais importantes parâmetros a ser determinado em um sistema de ignição por lança chamas. TURKISH (1975).

O volume da pré-câmara se relaciona diretamente com as características da combustão, como a turbulência gerada na câmara principal, tempos de combustão, pressões e temperaturas de pico.

Estudos experimentais relacionam o volume da pré-câmara com o volume da câmara principal. A relação entre o volume da pré-câmara e o volume da câmara principal é dado por: TURKISH (1975).

$$r_v = \frac{V_{pc}}{V_{pc} + V_{cp}} = \frac{V_{pc}}{V_t} \quad (2.3)$$

Onde:

r_v = relação entre o volume da pré-câmara e o volume total;

V_{pc} = volume da pré-câmara [cm³];

V_{cp} = volume da câmara principal [cm³];

V_t = volume total [cm³].

Entre os diversos estudos realizados, os valores entre 1,1 a 37% do volume da câmara total foram testados; porém nota-se que valores intermediários possuíram melhor desempenho. DATE (1974).

A Figura 2.20 mostra os resultados obtidos com o sistema CVCC da Honda, em regime de marcha lenta (*idle*) para os volumes de 4,0%, 7,3% e 16%. Os rendimentos obtidos

para o valor de 7,3% foram os que apresentaram os melhores resultados. É possível verificar que existe um ponto ótimo para um menor consumo específico e menor emissão de CO, THC e NO_x, uma relação ótima entre o volume da pré-câmara e a massa de combustível admitida.

Segundo MOREIRA (2009) é desejável construir a menor pré-câmara, que seja suficientemente grande a fim de gerar a energia necessária para promover a queima da mistura na câmara principal. As pequenas pré-câmaras podem não ter energia suficiente para iniciar o processo de combustão na câmara principal e as grandes pré-câmaras tendem a ter um maior consumo de combustível e maior emissão de NO_x, THC e CO.

Segundo ZUO (1998) pré-câmaras com volumes maiores favorecem a diminuição do período de combustão, além de promover uma combustão mais estável. Isto ocorre, pois a energia dos jatos de chama providos da pré-câmara ser maior, aumentando a taxa de calor liberado. A Figura 2.21 mostra a energia liberada por dois volumes diferentes de pré-câmara de combustão estudada por NAKAZOMO (1994). A linha tracejada representa a razão entre volumes de 2% (r_v) e a linha contínua representa a razão entre volumes de 3% (r_v).

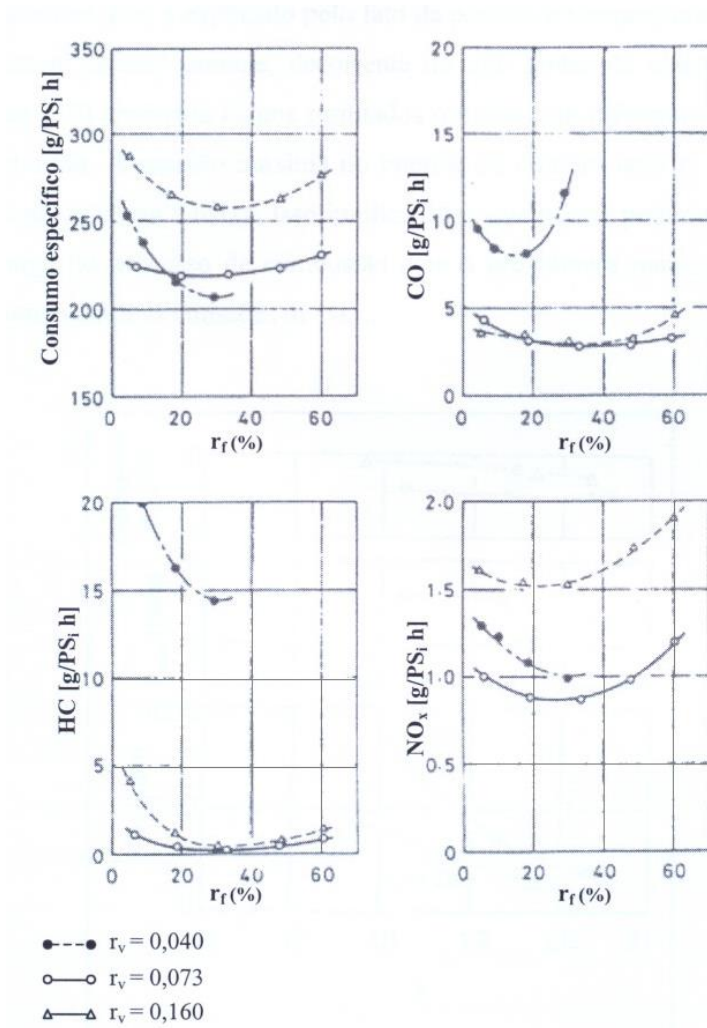


Figura 2.20 – Resultados obtidos dos índices de CO, NO_x, THC e consumo específico com diversos volumes de pré-câmara. DATE (1974).

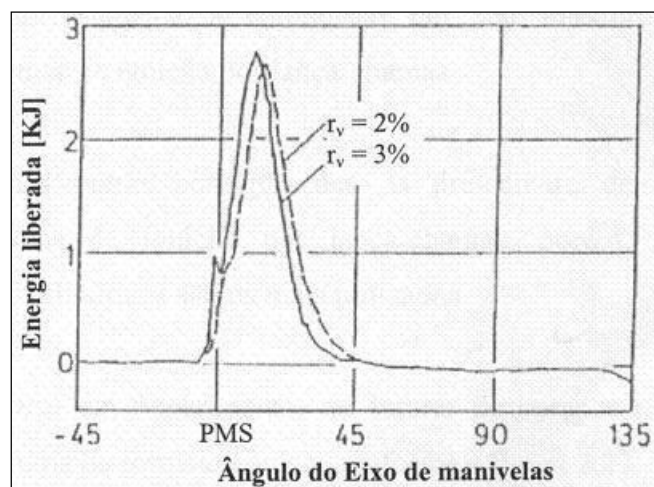


Figura 2.21 – Energia liberada em função de diferentes volumes de pré-câmaras.

NAKAZOMO (1994).

Volumes intermediários das pré-câmaras são necessárias para uma diminuição das emissões de poluentes, consumo de combustível e boa estabilidade de combustão. GUSSAK (1975).

2.4.3 – Posição da pré-câmara em relação ao plano do pistão

Um importante fator a ser considerado no desenvolvimento de um sistema de ignição por lanças chamas é a posição da pré-câmara em relação ao plano do pistão. Esta posição em relação ao plano do pistão está intimamente ligada à posição das válvulas de admissão e escapamento do motor, influenciando no desempenho do motor. Os primeiros estudos da relação entre a posição da pré-câmara em relação ao plano do pistão, foram desenvolvidos por RYU (1987), onde este variou a inclinação da pré-câmara em relação à face do pistão em um motor monocilíndrico com válvulas no bloco (OHV – *Overhead Camshaft*), como mostrado na Figura 2.22.

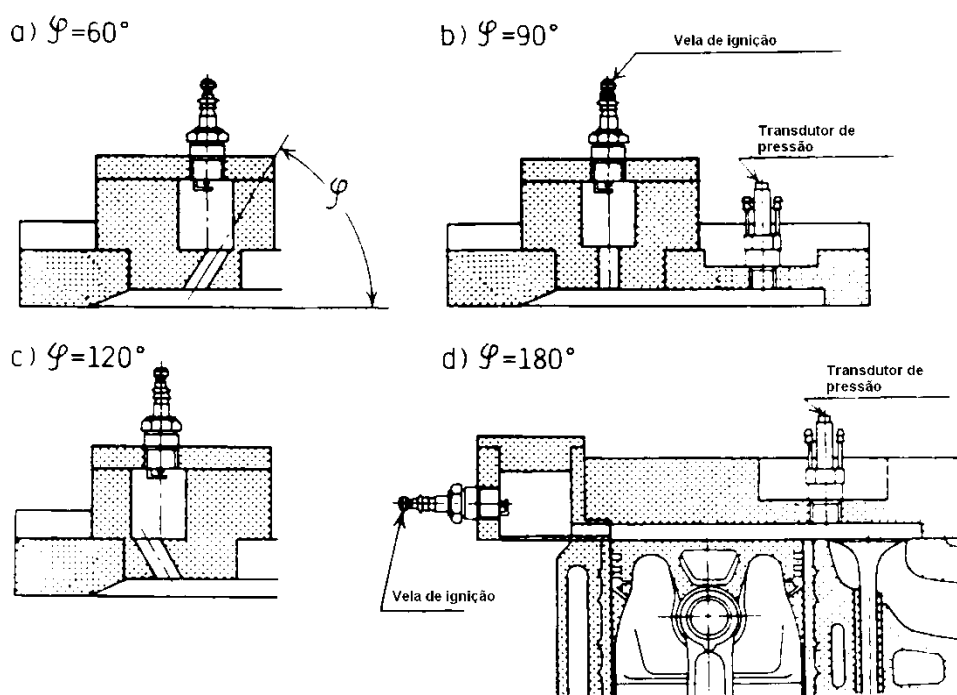


Figura 2.22 – Variação da posição da pré-câmara de combustão em relação à câmara principal. RYU (1987).

RYU (1987) detectou que posições verticais, ou seja, 90° , possibilitam maior pico de pressão e temperatura, fazendo com que haja uma maior velocidade de queima da mistura e uma queima mais uniforme em relação às outras configurações. Isto ocorre devido a maior turbulência gerada em razão da maior colisão dos jatos de chama com a face do

pistão. Nesta configuração, devido a maior temperatura alcançada tem-se uma maior geração de índices de NO_x .

Para ângulos paralelos à face do pistão, ou seja, 180° tem-se menores índices de geração de turbulência, devido a menor geração de vórtices. Porém picos de temperatura e pressão são menores e conseqüentemente a geração de NO_x é reduzida. O maior afastamento com a câmara de combustão principal gera a necessidade de maiores ângulos de avanço de ignição.

O uso de ângulos intermediários não afeta de forma considerável a formação de vórtices geradores de turbulência e estes mesmos ângulos minimizariam a formação de NO_x . SAKURAUCHI (1987).

A Figura 2.23 apresenta a fração de mistura queimada em função da duração da combustão para diversos ângulos de inclinação em relação à face do pistão.

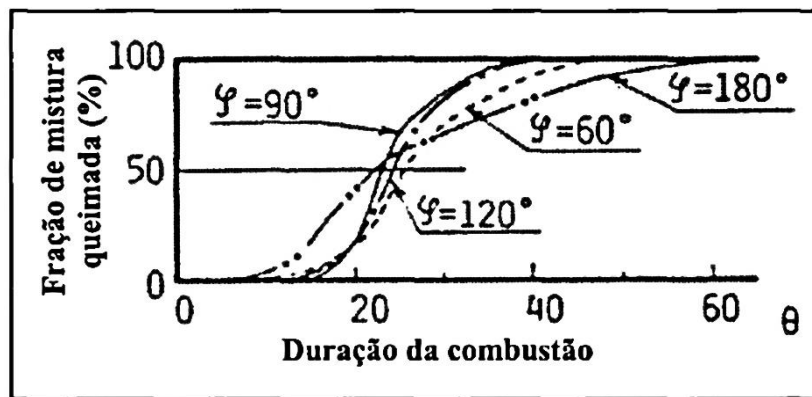


Figura 2.23 – Fração de mistura queimada em função da duração da combustão. RYU (1987).

A Figura 2.24 apresenta as variações de temperatura dos gases da combustão em relação ao ângulo do virabrequim. Pode-se observar na Figura 2.24 que maiores avanços de ignição são necessários para a configuração horizontal, pois a distância que a chama deve percorrer é maior, chegando a um avanço de 18° contra 9° para a configuração vertical. As configurações com inclinação de 90° em relação ao plano do pistão possuem menor consumo específico.

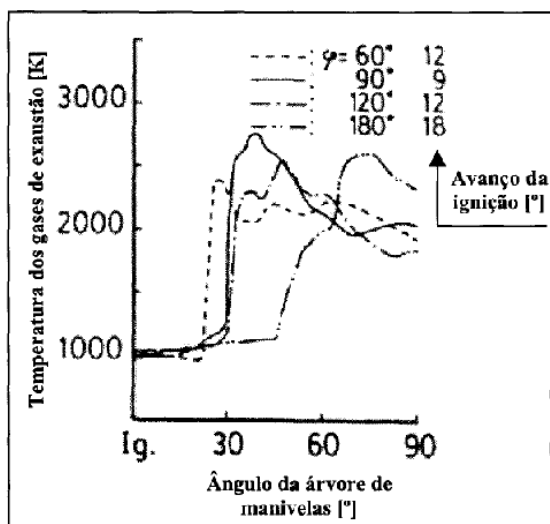


Figura 2.24 – Temperatura dos gases em relação ao ângulo do virabrequim e ângulo de inclinação da pré-câmara em relação ao plano do pistão. RYU (1987).

A Figura 2.25 mostra o consumo específico das configurações testadas. A configuração vertical possui menor consumo específico se comparado às outras configurações ensaiadas.

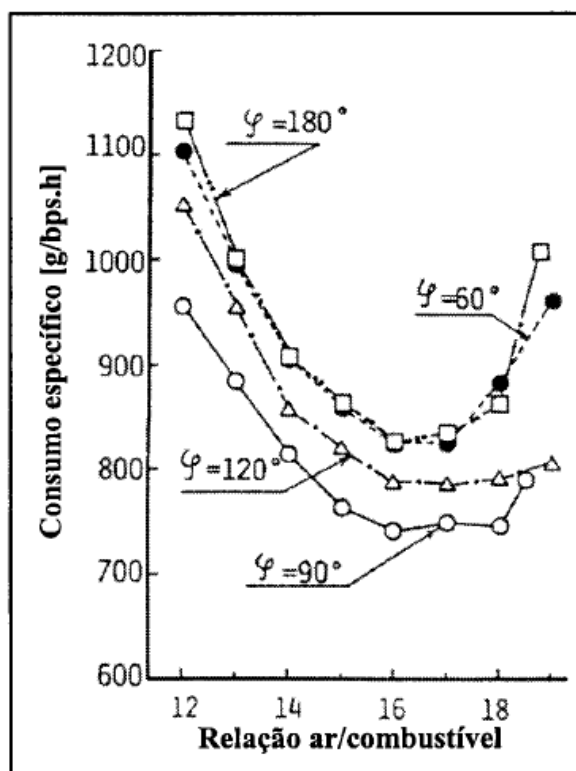


Figura 2.25 – Consumo Específico de combustível para diferentes ângulos de inclinação em relação ao plano do pistão. RYU (1987).

ADAMS (1979) estudou a influência da direção da chama em relação às válvulas de admissão e exaustão da câmara principal. Através do estudo conclui-se que quando os jatos de chama são direcionados para a válvula de exaustão tem-se a menor formação de THC, NO_x e menor pressão. Quando estes são direcionados para o centro da câmara principal tem-se um maior pico de pressão no interior do cilindro.

Segundo ADAMS (1979) quando os jatos de chama são direcionados para válvula de exaustão, a varredura dos gases é facilitada, através do melhor aproveitamento da inercia dos gases, diminuindo também a taxa de diluição de mistura fresca com os gases residuais, reduzindo desta forma a flutuação entre ciclos. A Figura 2.26 apresenta as direções dos jatos de chama em analogia com os ponteiros de um relógio. As linhas pontilhadas representam os ângulos adotados, onde a posição 10:00 horas representa um jato de chama sendo direcionado para a válvula de exaustão e a posição 11:30 horas representa o jato de chama sendo direcionado para o centro da câmara de combustão principal.

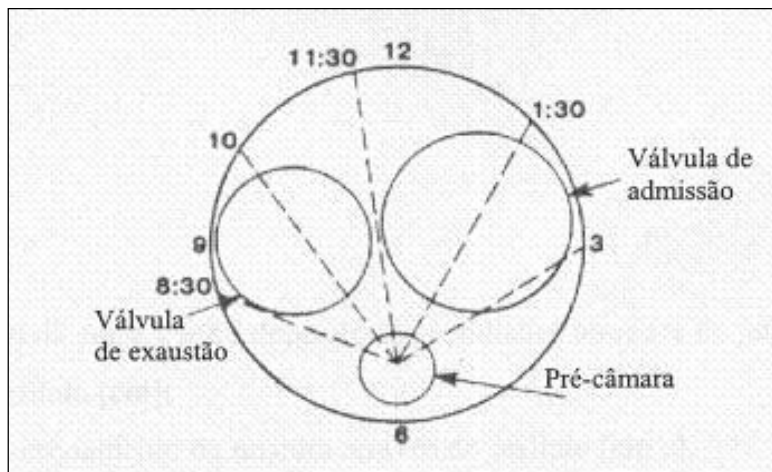


Figura 2.26 – Ângulos de direcionamento da chama no interior da câmara de combustão principal. ADAMS (1979).

2.4.4 – Configuração dos orifícios de interconexão

A comunicação da pré-câmara com a câmara principal é realizada através de um ou mais orifícios de interconexão.

Segundo MOREIRA (2009), o diâmetro, a quantidade e disposição destes orifícios de interconexão determinam parte do processo de combustão na câmara principal, tais como o enchimento da pré-câmara na fase de compressão do motor, assim como a fração de gás

residual na pré-câmara.

Uma mistura em combustão pode cessar sua chama se a abertura do orifício for menor que o diâmetro mínimo, que é chamado de diâmetro crítico. O diâmetro crítico varia em função da proporção ar/combustível e da pressão. ADAMS (1979).

Segundo ADAMS (1979) e FAVRAT (2002c), em uma mistura em combustão, a chama pode atravessar o diâmetro do orifício de interconexão desde que este diâmetro seja superior ao diâmetro crítico para que não haja a extinção da chama. A chama criada na combustão se move juntamente com o fluxo criado pelo jato de chama turbulento. A intensidade da turbulência, gerada pelo jato a partir dos orifícios, pode ser ajustada experimentalmente através da variação do diâmetro.

O sistema de ignição por lança chama que possui apenas um orifício de interconexão com a câmara de combustão principal ou até mesmo uma interconexão com um grande diâmetro, tem como objetivo aumentar os níveis de turbulência e/ou promover uma melhor lavagem dos gases residuais na pré-câmara através da diminuição da perda de carga. HEYWOOD (1988).

Orifícios de interconexão com menores diâmetros geram maiores pressões, maiores taxas de propagação da chama e maiores picos de pressão. Uma maior quantidade de orifícios possibilita uma redução nas variações cíclicas, diminuição nas emissões de THC e CO, e redução do consumo específico. De outra forma orifícios de interconexão com grandes diâmetros geram oscilações entre os ciclos e aumentam a emissão de NO_x. KATAOKA (1982) e HEYWOOD (1988).

Quando orifícios de interconexão com menores diâmetros são utilizados no sistema operando com carga estratificada, existe uma maior restrição à passagem da mistura fresca pobre contida na câmara principal para a pré-câmara, desta forma a mistura contida na pré-câmara possui maior poder de chama quando comparado à mistura na câmara principal, levando a maiores picos de pressões. Outro fator importante é que a energia cinética do jato depende da diferença de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal e esta energia pode ser aumentada através do aumento do volume da pré-câmara ou diminuição do diâmetro do orifício de interconexão. A Figura 2.27 mostra vários picos de pressão em relação a alguns diâmetros de orifícios. KATAOKA (1982).

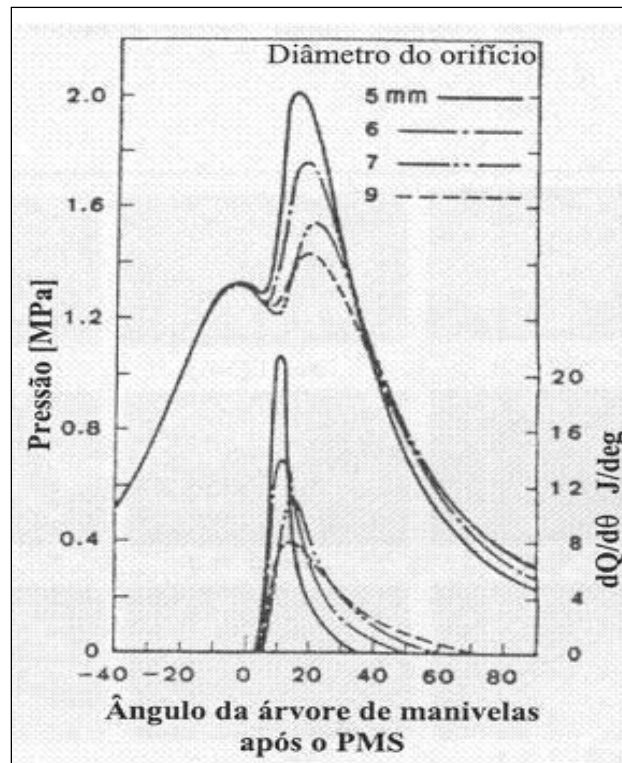


Figura 2.27 – Influência dos diâmetros dos orifícios de interconexão. KATAOKA (1982).

Um estudo utilizando orifícios com diâmetro menores que 1mm foi realizado por ROBINET *et al* (1999) em um sistema denominado APIR (*Auto-inflamation Pilotée par Injection de Radicaux*), como mostrado na Figura 2.28.

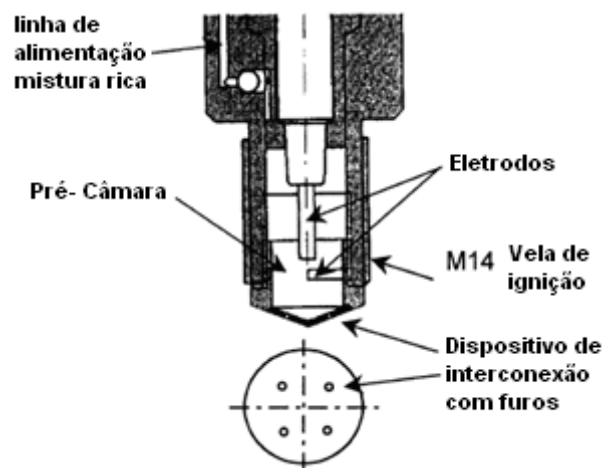


Figura 2.28 – Sistema APIR. ROBINET *et al* (1999).

O sistema APIR possui uma grande quantidade de orifícios de interconexão com um pequeno diâmetro, podendo chegar a 10 orifícios. Este sistema permite uma distribuição

dos jatos de chama, de uma forma mais homogênea com uma alta velocidade e turbulência para a câmara principal, melhorando o processo de combustão. Este sistema devido ao pequeno diâmetro dos orifícios produz uma grande perda de carga para a entrada dos jatos de chama, da câmara principal para a pré-câmara, nos momentos onde a pressão na pré-câmara é menor, resultando em menor fração de gases remanescentes na pré-câmara. A operação do sistema APIR é mostrada na Figura 2.29.

A Figura 2.29 (A) mostra a mistura rica produzida na pré-câmara e a combustão nesta é iniciada. Na Figura 2.29 (B) são enviados para a câmara de combustão principal múltiplos jatos de chama através dos vários orifícios de interconexão no tempo de compressão do motor. Na Figura 2.29 (C), múltiplas ignições que ocorrem na câmara principal são mostradas. A Figura 2.29 (D) mostra as várias frentes de chama se propagando dentro da câmara de combustão principal, caracterizando um sistema com carga estratificada.

O sistema APIR obteve boa estabilidade nos testes realizados, possibilitando um aumento do limite de detonação. Alguns pontos negativos foram apresentados pelo sistema APIR, como o aumento na ordem de 145% nas emissões de hidrocarbonetos não queimados em relação ao sistema de ignição convencional e uma maior dificuldade de partida a frio do motor em função dos pequenos diâmetros dos orifícios.

MAVINAHALLY (1994), conclui que a quantidade de orifícios de interconexão possui uma menor influência no processo de combustão se comparado ao diâmetro dos orifícios. A quantidade de orifícios permite um pequeno ganho no rendimento térmico, principalmente quando utilizadas mistura extremamente pobres. Este pequeno ganho possui como consequência um menor consumo de combustível.

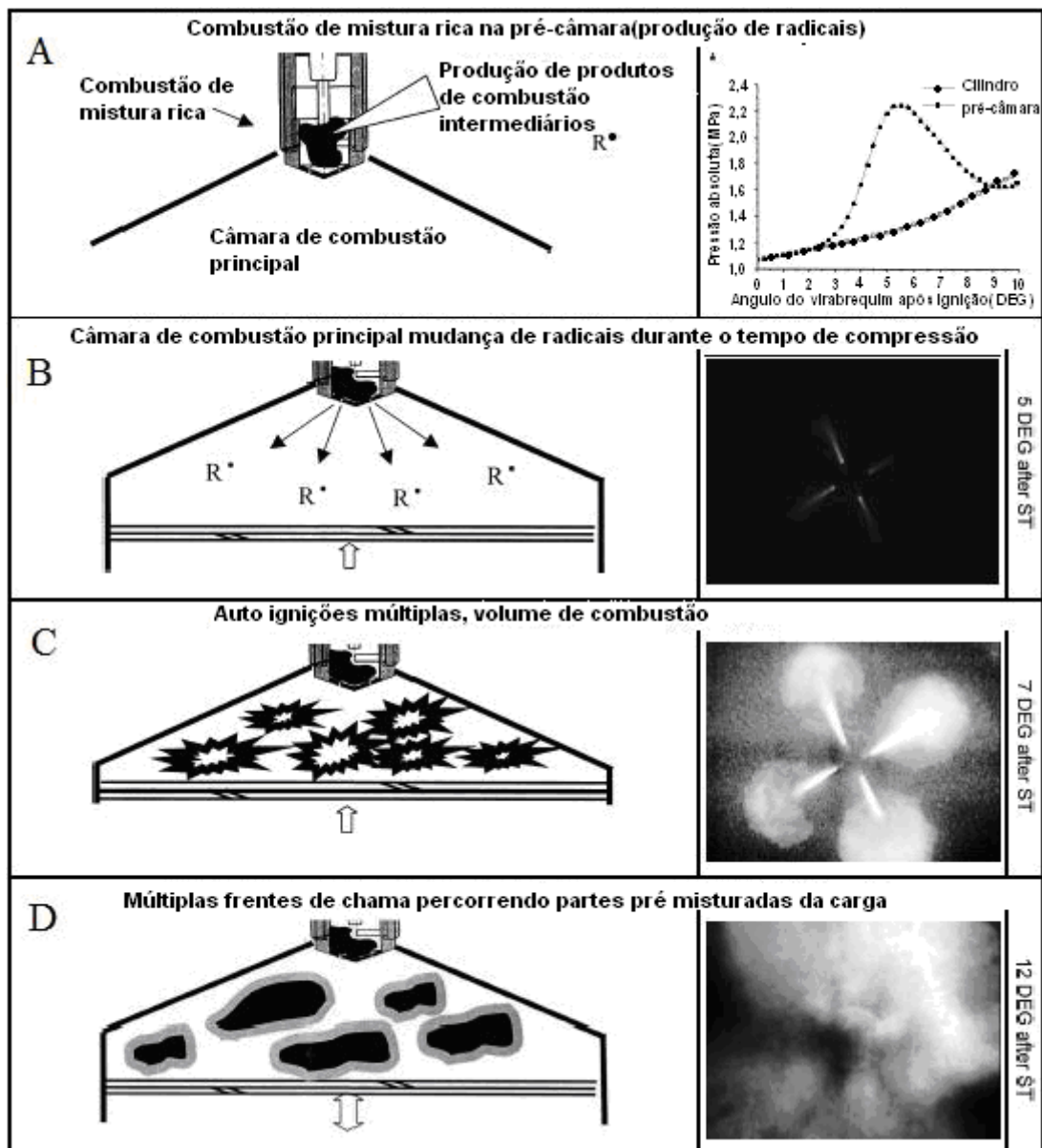


Figura 2.29 – Fases de operação do sistema APIR. ROBINET et al (1999).

Os orifícios utilizados por MAVINAHALLY (1994), no estudo são mostrados na Figura 2.30. A configuração proposta em A, na Figura 2.30, possui um orifício central com diâmetro de 6 mm; a configuração proposta em B, na Figura 2.30, possui 4 orifícios com diâmetros intercalados de 2 e 3 mm; e a configuração proposta em C, na Figura 2.30, possui 12 orifícios com diâmetros intercalados de 2 e 3 mm.

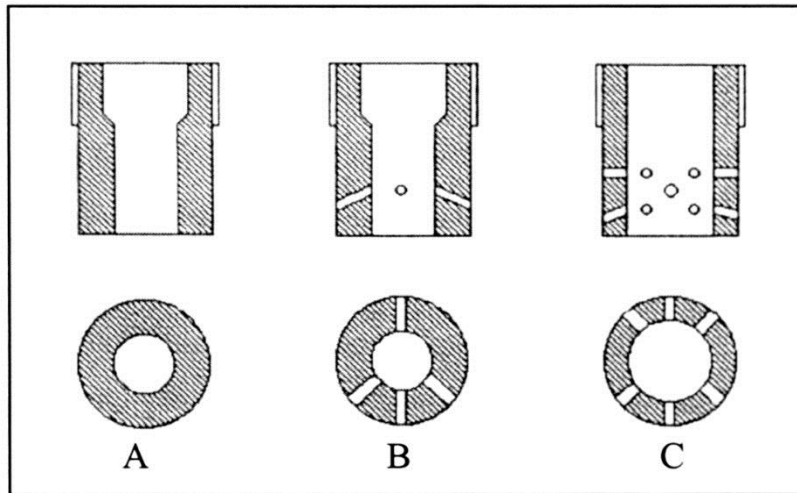


Figura 2.30 – Disposições de Orifícios utilizados por MAVINAHALLY.
MAVINAHALLY (1994).

O rendimento térmico em relação à mistura ar/combustível de cada configuração estudada por MARVINAHALLY (1994) é mostrado na Figura 2.31.

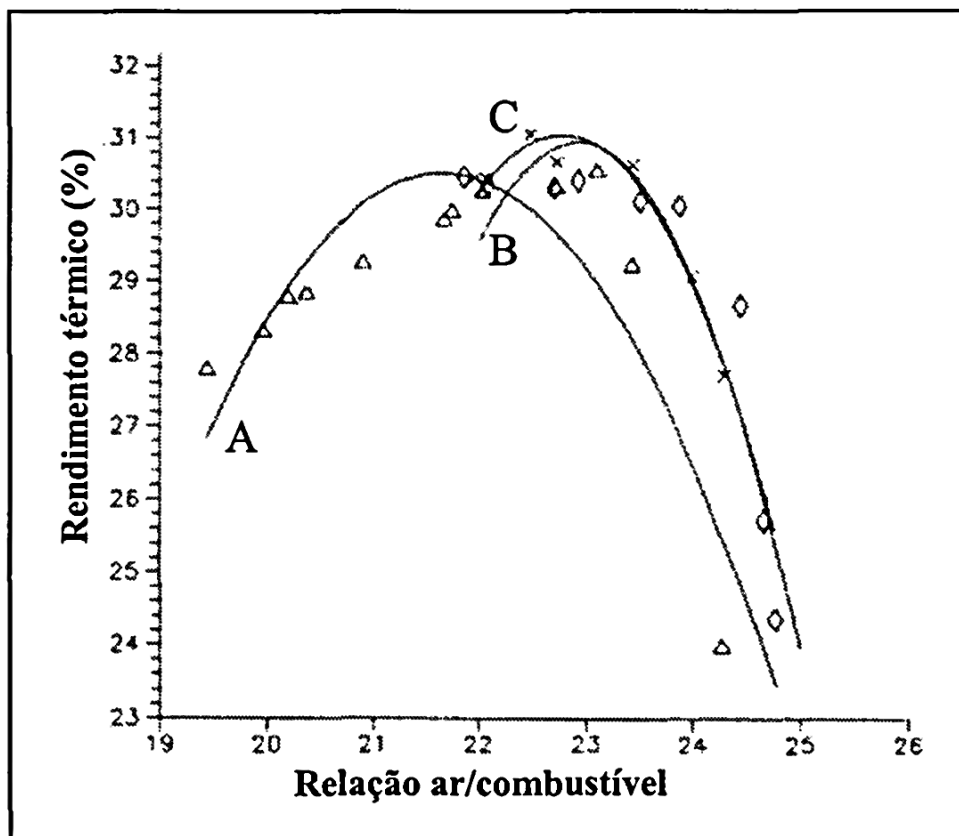


Figura 2.31 – Rendimento Térmico em Relação à Mistura Ar/Combustível das Diversas Configurações Testadas por MAVINAHALLY. MAVINAHALLY(1994).

As configurações B e C testadas possuem maior rendimento térmico para misturas próximas e acima de 22:1, quando comparadas a configuração A. Isto confirma a possibilidade de aumento da faixa de trabalho para a utilização de misturas mais pobres.

Em 2002 um estudo realizado por FAVRAT *et al*(2002), avaliaram o comportamento do fluxo turbulento em um motor de combustão interna com o sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea utilizando a simulação CFD. Os dispositivos de interconexão eram compostos de 6 furos e possuíam um diâmetro de 2 mm cada. A Figura 2.32 apresenta a simulação realizada. Nota-se um aumento na energia cinética quando o jato atravessa os orifícios.

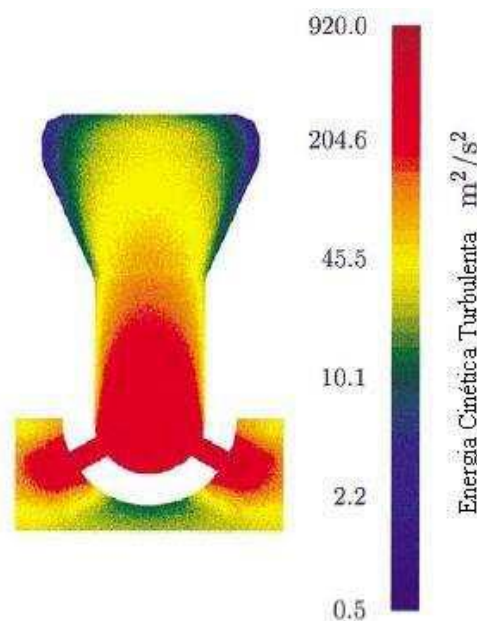


Figura 2.32 – Simulação da turbulência realizada em CFD. FAVRAT *et al.* (2002).

2.4.5 – Influência da posição da vela de ignição

O desempenho do motor de combustão interna dotado de pré-câmara de ignição é influenciado pelo posicionamento da vela de ignição no interior da pré-câmara. MAVINAHALLY (1994) realizou alguns experimentos com o sistema mostrado na Figura 2.33, onde verificava a influência da posição da vela de ignição em um motor com ignição por lança chamas.

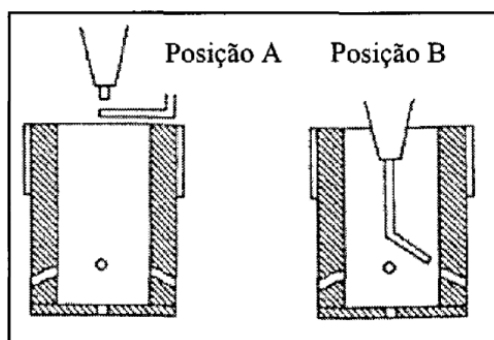


Figura 2.33 – Posição da vela de ignição na pré-câmara de combustão.
MAVINAHALLY(1994).

Para a posição **A**, na Figura 2.33, o eletrodo encontra-se mais afastado do orifício de interconexão, resultando em uma maior concentração de gases remanescentes dentro da pré-câmara, gerando algumas flutuações entre ciclos, além de um maior avanço de ignição. Esta configuração pode gerar resultados inferiores até mesmo se comparados ao sistema convencional de ignição. Na configuração **B**, da Figura 2.33 o eletrodo encontra-se mais próximo ao dispositivo de interconexão, resultando em uma menor flutuação entre os ciclos, devido a menor fração de gases remanescentes na pré-câmara. Com os resultados obtidos MAVINAHALLY (1994), demonstrou que a eficiência térmica é diretamente influenciada pela posição da vela de ignição em relação aos orifícios de interconexão, como mostrado na Figura 2.34.

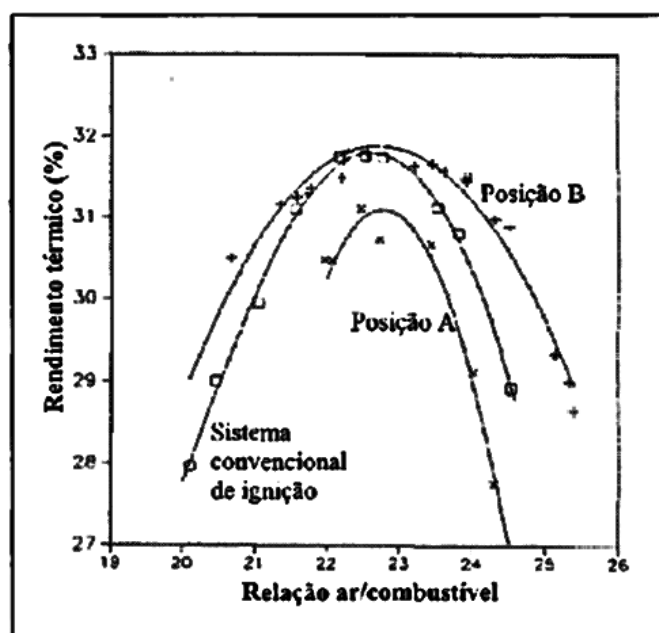


Figura 2.34 – Influência do rendimento térmico com a posição da vela de ignição.
MAVINAHALLY (1994)

Através da Figura 2.34 percebe-se que o rendimento térmico é maior para posições mais próximas ao orifício de interconexão, parte deste comportamento pode ser explicado devido ao fato da centelha ser dada em uma região de maior turbulência.

Outros estudos realizados anteriormente por KATAOKA (1982), demonstraram que as pressões e taxas de liberação de energia em relação ao ângulo de posição da árvore de manivelas estão intimamente ligadas a posição da vela de ignição. A Figura 2.35 mostra as três posições da vela de ignição em relação ao orifício de interconexão.

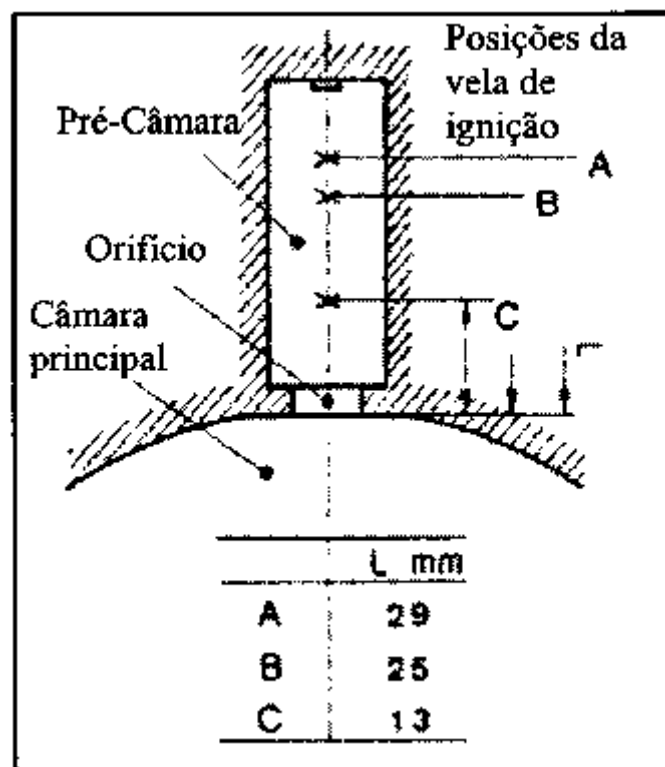


Figura 2.35 – Posições da vela de Ignição em relação ao orifício de interconexão testadas por KATAOKA. KATAOKA (1982).

As pressões e as taxas de liberação de energia obtidas como resultados do estudo são apresentadas na Figura 2.36. Pressões menores e taxas de liberação de energia mais uniformes são observadas na configuração C, que possui a menor distância até o orifício de interconexão sendo que esta característica reduz a formação de NO_x . Este fato ocorre porque parte frente de chama se desloca para a parte superior da pré-câmara de combustão e a outra parte para a câmara de combustão principal. Em razão da parte da frente de chama se deslocar para a parte superior da pré-câmara, há uma diminuição do choque da

frente de chama com a cabeça do pistão, diferentemente das configurações mais afastadas como em A e B.

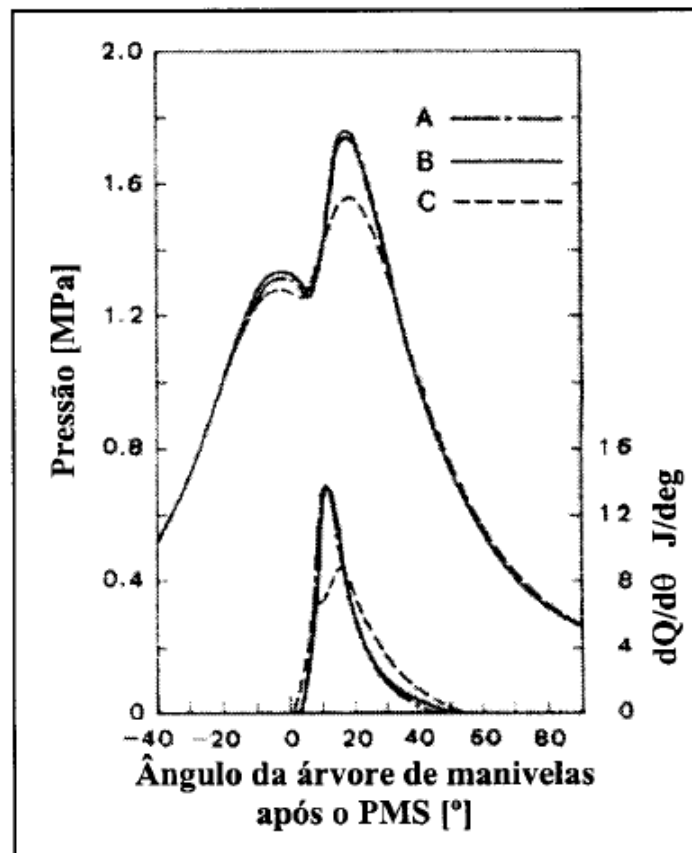


Figura 2.36 – Pressões e taxa de liberação de calor estudadas por KATAOKA.
KATAOKA (1982).

2.5 – ESTADO DA ARTE SOBRE O SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS

O sistema de ignição por lança chamas apesar de ser um conceito antigo, permite a redução da emissão de poluentes por veículos automotores. Durante as décadas de 70 a 90 pesquisas foram realizadas com sistema de ignição por lança chamas, mesmo com o desenvolvimento dos sistemas de injeção eletrônica e conversores catalíticos, gerando bons resultados em motores do ciclo Otto que utilizavam gasolina e gás natural. Estes motores eram adaptados a partir de motores diesel e podem-se citar alguns autores como ADAMS (1978), LORUSSO (1984), MURASE *et al* (1994), UYEHARA (1995), FUJIMOTO *et al* (1995), DITIU (1998), DOBER e WATSON (2000), ROETHLISBERGER e FAVRAT (2002a, 2002b, 2002c, 2002d) e MANIVANNAN (2003).

Sistemas de estratificação da carga com o uso de pré-câmaras foram desenvolvidos em países como Alemanha e Japão utilizando carburador auxiliar e injeção direta. A Figura 2.37 mostra a invenção patenteada por FUJII (1989).

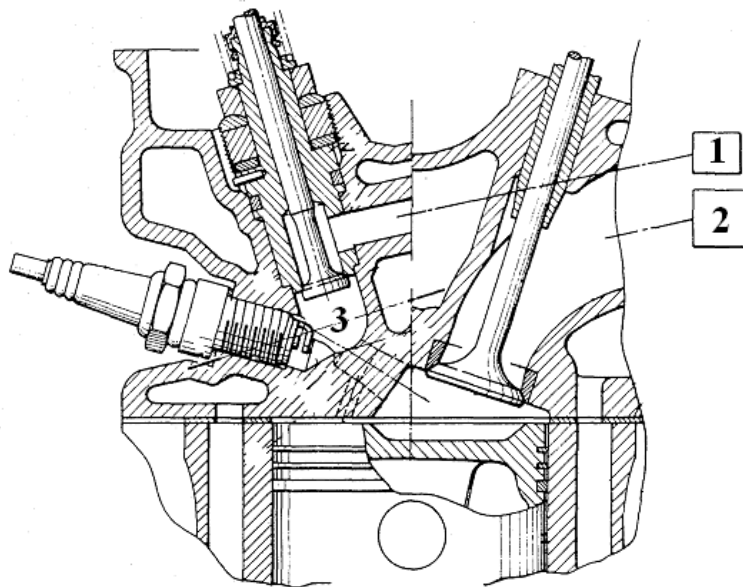


Figura 2.37 – Desenho esquemático do sistema de estratificação da carga desenvolvido por FUJII. FUJII (1989).

Como mostrado na Figura 2.37, mistura rica proveniente de um carburador auxiliar (1), entra na pré-câmara de ignição (3) quando a válvula auxiliar está aberta. A mistura pobre é admitida pelo coletor de admissão quando a válvula de admissão da câmara principal (2) é aberta.

O sistema SKS desenvolvido, em 1996, pela montadora PORSCHE é mostrado na Figura 2.38.

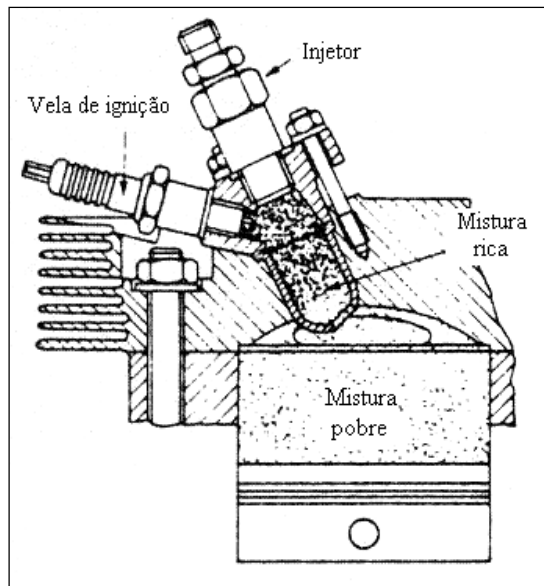


Figura 2.38 - Sistema SKS desenvolvido pela PORSCHE. GARRET (1996).

Este sistema desenvolvido pela PORSCHE realiza a estratificação da carga com o uso de uma pré-câmara de ignição e um eletroinjetor de injeção direta na pré-câmara. Mistura rica é formada na pré-câmara de combustão, através da alimentação de combustível proveniente do eletroinjetor situado nesta. A vela de ignição inicia a combustão da mistura rica; desta forma jatos de chama atingem a mistura pobre na câmara de combustão principal, promovendo a estratificação da carga. Os complexos sistemas mecânicos, para a alimentação da pré-câmara são abandonados, tais como carburador auxiliar, comando de válvulas auxiliar, válvula de admissão auxiliar, possibilitando uma facilidade na manutenção mecânica e principalmente a utilização de um sistema de controle e gerenciamento eletrônico do motor, que permite que este trabalhe em condição ótima de funcionamento.

Segundo WYCZALEK (1975), o desenvolvimento dos sistemas de injeção direta possibilita uma grande simplificação para a utilização dos sistemas de ignição por lança chamas, pois desta forma o sistema auxiliar de alimentação de combustível fica reduzido apenas ao eletroinjetor comandado eletronicamente.

Atualmente o uso da injeção direta para a estratificação da carga, mesmo sem o uso de pré-câmaras, é uma realidade para os veículos comercializados. A estratificação da carga permite trabalhar com melhor rendimento, redução de consumo e emissão de poluentes, que são características extremamente desejáveis no mundo atual.

MOREIRA (2009) conclui que o controle atual para emissões de poluentes por veículos automotores encontra-se cada vez mais rígido e os sistemas de injeção eletrônica indiretos estão bem desenvolvidos oferecendo ganhos mais modestos; desta forma os sistemas de ignição por lanças-chamas podem-se tornar uma viável solução para as severas normas ambientais.

Segundo SÁ (2001), os melhores resultados obtidos com vários estudos realizados, pelos inúmeros autores verificados na revisão bibliográfica com o sistema de ignição por lanças-chamas, quando comparados ao sistema convencional de ignição, podem ser verificados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Resultados obtidos pelo sistema de ignição por lanças-chamas verificado na revisão bibliográfica. SÁ (2001).

Principais Parâmetros Mensurados	Resultados Obtidos pelo sistema de ignição com lanças-chamas
Emissões de hidrocarbonetos (THC)	Redução de até 87%
Emissões de óxidos de nitrogênio (NO _x)	Redução de até 69%
Emissões de monóxido de carbono (CO)	Redução de até 75%
Consumo específico de combustível	Redução de até 9%
Relação ar/combustível	Aumento de até 53%

O sistema de ignição por lanças-chamas faz parte da linha de pesquisa do Centro da Tecnologia da Mobilidade (CTM), inserido no departamento de engenharia mecânica na Universidade Federal de Minas Gerais. Trabalhos anteriormente desenvolvidos por SÁ (2001), GOMES (2004), BAPTISTA (2007) e MOREIRA (2009), determinaram pontos de forte potencial a serem explorados, assim como pontos que deverão ser melhorados para o aproveitamento pleno do sistema de ignição por lanças-chamas.

O desenvolvimento pioneiro foi feito por SÁ (2001), que realizou estudos iniciais sobre as características construtivas de um sistema de ignição por lanças-chamas, a adaptação de um motor monocilíndrico refrigerado a ar dotado de injeção eletrônica ao sistema lanças-chamas e testes comparativos em um banco dinamométrico do sistema proposto com

carga homogênea ao motor com o sistema de ignição convencional. O experimento mostrou a necessidade da utilização de um sistema de arrefecimento adequado e utilização de um sistema de alimentação independente para a pré-câmara de ignição. O experimento desenvolvido por SÁ (2001) apresentando superaquecimento na pré-câmara é mostrado na Figura 2.39, através de uma vista superior e na Figura 2.40, através de uma vista lateral.

SÁ (2001), através dos fundamentos teóricos e resultados experimentais concluiu que:

- Foi criada uma metodologia para o projeto de uma pré-câmara de ignição por lança chamas, envolvendo todos os parâmetros necessários para a construção do projeto;
- Um sistema de arrefecimento mais eficiente é desejável, com o intuito de evitar o superaquecimento da pré-câmara e um sistema de alimentação de combustível mais eficiente é desejável;
- A metodologia criada para a construção de um sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea, incluindo todos os parâmetros para a construção do sistema, foi validada;
- O sistema de injeção eletrônica adaptado permitiu excelente controle da mistura ar/combustível, promovendo uma pequena diminuição no consumo específico e um aumento no rendimento global do motor;

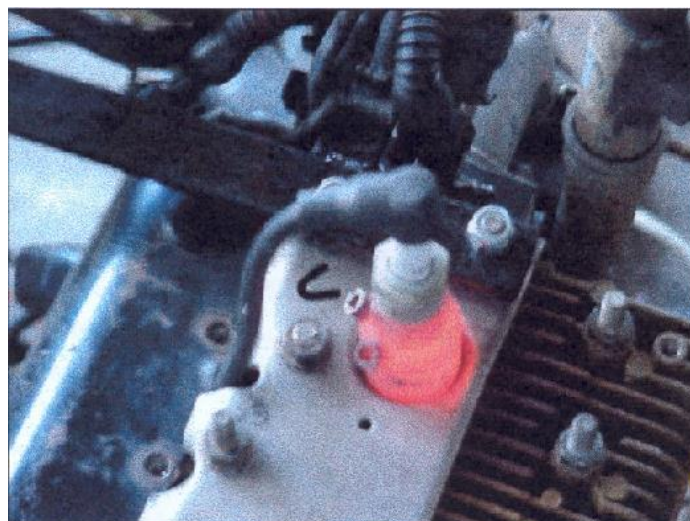


Figura 2.39 – Sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea desenvolvido por SÁ apresentando superaquecimento, vista superior. SÁ (2001).

GOMES (2004) projetou e adaptou um sistema de ignição por lança chamas sem a estratificação da carga a um motor do ciclo Otto e avaliou à plena carga o desempenho e a emissão de gases poluentes com o sistema adaptado operando com mistura estequiométrica para gasolina tipo C. Para a realização dos testes, foram testadas três geometrias diferentes de pré-câmara adaptadas a um motor de 4 cilindros previamente modificado para trabalhar com um cilindro e central gerenciamento de desenvolvimento. A Figura 2.40 mostra a configuração final para a cabeça dos pistões, para o funcionamento em apenas um cilindro.

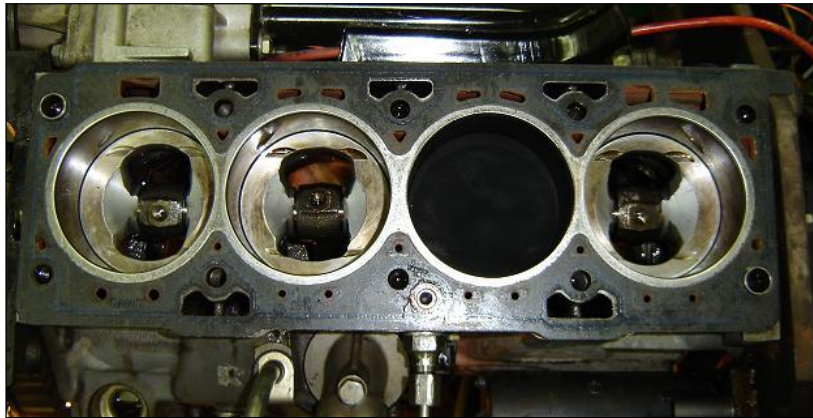


Figura 2.40 – Configuração final da cabeça dos pistões desenvolvido por GOMES.
GOMES (2004).

O motor utilizado para os testes, montado na bancada dinamométrica é mostrado na Figura 2.41.

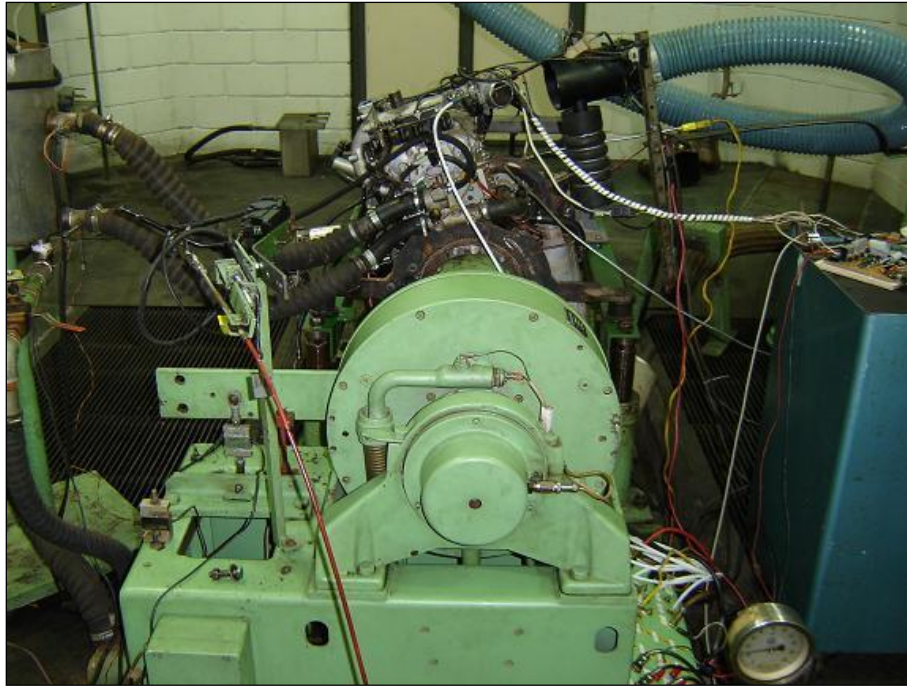


Figura 2.41 – Motor utilizado nos testes de GOMES, montado em bancada dinamométrica. GOMES (2004).

Os resultados obtidos mostram uma pequena queda na potência e melhora na emissão de CO, quando comparados ao motor com sistema de ignição convencional. Entre as conclusões obtidas por GOMES (2004), podem ser destacadas:

- O sistema de ignição por lança chamas apresentou queda nos parâmetros de desempenho em relação ao sistema de ignição convencional. A perda de desempenho pode ser explicada devido a maior área de transferência de calor aumentada pela pré-câmara; a presença dos gases residuais, aumentando a diluição da mistura fresca no interior da mesma e a diminuição da razão de compressão do motor pela utilização da pré-câmara;
- Em todas as configurações ensaiadas no motor, o consumo específico de combustível apresentou a mesma tendência, não havendo nenhuma configuração que apresente um ganho expressivo de consumo específico de combustível quando comparada ao sistema de ignição original;
- O índice de emissão de CO é menor com o sistema de ignição por lança chamas para todas as rotações testadas, quando comparado ao sistema de ignição original. Isto indica uma melhoria na combustão na câmara principal devido a maior geração de turbulência;

- O índice de emissão de CO₂ é maior com o sistema de ignição por lança chamas para todas as configurações testadas, quando comparado ao sistema de ignição original, sugerindo maior geração de turbulência e combustão mais completa;
- As emissões de THC apresentaram a mesma tendência de comportamento para todas as configurações testadas pelo sistema de ignição por lança chamas e os resultados obtidos foram ligeiramente maiores quando comparados com os obtidos com o motor utilizando o sistema de ignição original;
- O índice de emissão de NO_x aumentou se comparado ao sistema de ignição convencional. A alta temperatura na pré-câmara de combustão e na câmara principal podem ser os principais responsáveis pelo aumento nos índices de NO_x. Um sistema de arrefecimento mais eficiente pode diminuir a temperatura fazendo com que haja uma diminuição destes índices.

BAPTISTA (2007) desenvolveu um sistema de ignição por lança chamas para motores do ciclo Otto utilizando carga homogênea com o objetivo principal de reduzir o consumo de combustível, sem prejuízo à pressão média efetiva. O sistema desenvolvido é composto por uma geometria fixa por cilindro, alimentado com mistura homogênea, através do sistema de alimentação indireta do motor e controlada por um sistema de gerenciamento eletrônico reprogramável. A Figura 2.42 mostra os itens constituintes da pré-câmara de ignição com carga homogênea desenvolvida.



Figura 2.42 – Partes constituintes da pré-câmara de ignição homogênea desenvolvida por BAPTISTA. BAPTISTA (2007).

O conjunto instalado no cabeçote de quatro pré-câmaras com carga homogênea é mostrado na Figura 2.43.



Figura 2.43 – Pré-câmaras montadas do sistema de ignição por lança chamas homogênea desenvolvida por BAPTISTA. BAPTISTA (2007).

As curvas de desempenho e os índices de emissão de poluentes foram obtidos para o sistema de ignição convencional para a comparação e referência posterior com os resultados obtidos pelo sistema de ignição por lança chamas.

Com o sistema de ignição por lança chamas foram obtidos os resultados para 10% e 20 % de abertura da borboleta aceleradora. Através dos resultados é possível verificar que o sistema permite menores avanços de ignição e trabalhar com misturas mais pobres, fruto da maior velocidade de queima da mistura e maior turbulência. As principais conclusões obtidas por BAPTISTA (2007) foram:

- O torque máximo obtido pelo motor com o sistema de ignição por lança chamas mostrou-se inferior quando comparado com o sistema original. Esta perda pode estar associada a uma menor razão de compressão inserida pela instalação da pré-câmara;
- O consumo específico apresentou maior valor, nos regimes estequiométricos, devido ao maior volume da câmara de combustão, sendo necessária uma maior injeção de combustível;
- O sistema de arrefecimento proposto deve ser melhorado para a utilização de maiores aberturas de borboleta e regime de plena carga, com o intuito de evitar o superaquecimento das pré-câmaras.

Em 2009, MOREIRA (2009) projetou e construiu um sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada para motor do ciclo Otto. O sistema desenvolvido contemplou uma metodologia para a criação do sistema de ignição, incluindo um sistema

de arrefecimento eficiente e a lavagem dos gases remanescentes adequada. A Figura 2.44 mostra o corpo de alojamento do sistema com o eletroinjjetor e vela de ignição acopladas e a Figura 2.45 mostra o sistema desenvolvido por MOREIRA (2009), montado no cabeçote do motor de testes.



Figura 2.44 – Corpo de Alojamento Final da Pré-Câmara. MOREIRA (2009).

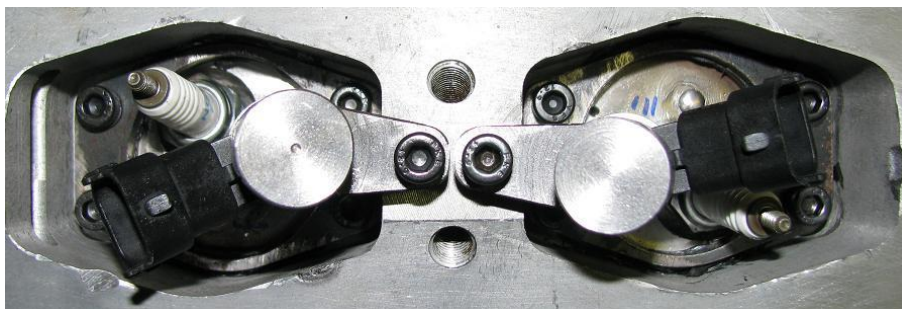


Figura 2.45 – Sistema de ignição por lança chamas montado no cabeçote. MOREIRA (2009).

A solução proposta para a lavagem dos gases remanescentes na pré-câmara foi a utilização de um sistema de injeção de ar na pré-câmara, que tem como intuito retirar a massa de gás de combustão remanescente na pré-câmara.

A geração da carga estratificada é contemplada por um sistema de injeção direta instalado no corpo da pré-câmara, que auxilia no arrefecimento da pré-câmara através da mudança de fase do combustível (calor latente) e na lavagem dos gases remanescentes devido ao fato da massa de combustível ocupar o lugar destes gases.

O sistema de arrefecimento da pré-câmara foi incorporado ao sistema de arrefecimento no cabeçote do motor proposto, com o intuito de que a área lateral total de cada pré-câmara trabalhe em contato permanente com o fluido de arrefecimento, possibilitando desta forma, realizar um eficiente arrefecimento. As principais conclusões apresentadas por MOREIRA (2009):

- A metodologia aplicada foi satisfatória para a construção de um protótipo de um sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada;
- O superaquecimento apresentado nos trabalhos anteriores desenvolvidos na UFMG poderá ser resolvido através da utilização das próprias galerias de água do cabeçote do motor para o arrefecimento da pré-câmara;
- A estratificação da mistura, desejável nos trabalhos anteriores desenvolvidos na UFMG, foi implementada com o uso de eletroinjetores de injeção direta próprio para o ciclo Otto, tecnologia que atualmente se encontra mais acessível se comparada à data de realização dos trabalhos anteriores;
- Para o problema da fração de gases residuais na pré-câmara, foi implementado uma válvula mecânica de ar no corpo de alojamento da pré-câmara que irá realizar uma lavagem dos gases remanescentes;
- O processo de construção do protótipo, através da modificação de um cabeçote original, apresentou grandes dificuldades de execução do projeto;
- O protótipo construído permite que o sistema de ignição por lança chamas possa ser estudado com configurações de carga homogênea ou estratificada; com ou sem a utilização da válvula de ar; com tipos de combustíveis diferentes; com três tipos de dispositivos diferentes de interconexão e com várias razões de compressão.

Após um período sem grandes desenvolvimentos encontrados na literatura, o sistema de ignição por lança chamas volta a ser uma interessante solução potencial a ser explorado para a diminuição da emissão de poluentes. FROLOV (2006) apresentou um estudo sobre o início do fenômeno da detonação devido a onda de choque produzida pela chama lançada pela pré-câmara. Este estudo foi feito em um tubo de choque e uma pré-câmara

alimentada com propano. Os resultados obtidos mostram um aumento da velocidade de propagação da chama com o uso da pré-câmara.

Em 2009, BORETTI e WATSON (2009) propuseram um trabalho computacional, onde o tema explorado é a injeção direta com utilização de misturas pobres e estratificadas com combustíveis gasosos juntamente ao sistema de ignição de alta energia do tipo *jet ignition*. A ignição proposta pelos autores pode ser do tipo com ignição por vela de ignição (*spark ignition*) ou utilizar vela de aquecimento (*glow plug*) O sistema desenvolvido do tipo *Spark ignition* possui a configuração mostrada na Figura 2.46.

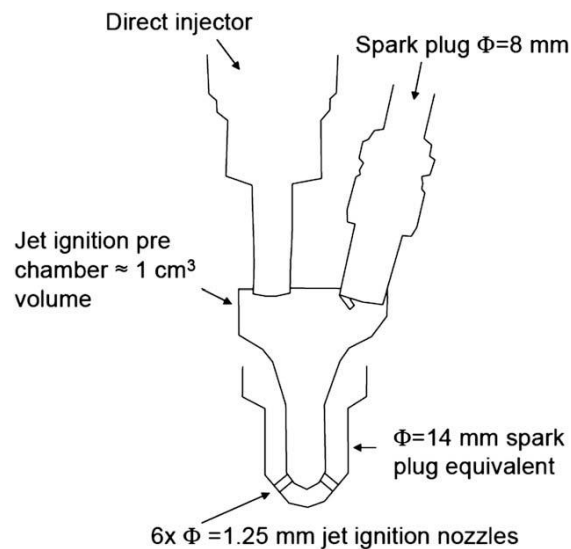


Figura 2.46 – Configuração *Spark Ignition* utilizada do sistema *Torch Ignition* proposto por BORETTI e WATSON. BORETTI e WATSON (2009).

O sistema que utiliza ignição por vela de aquecimento é mostrado na Figura 2.47.

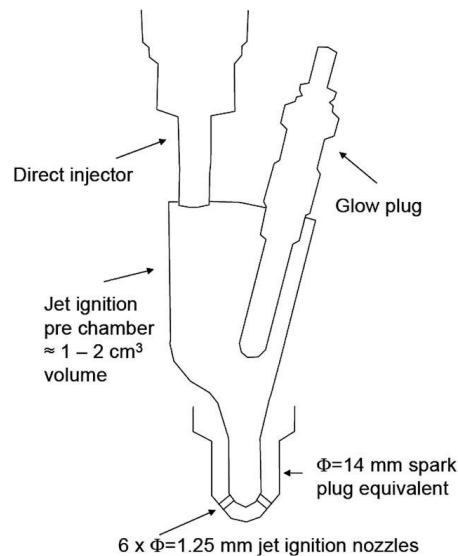


Figura 2.47 – Configuração *Glow Plug* do sistema de ignição por lanças-chamas proposto por BORETTI e WATSON. BORETTI e WATSON (2009).

Segundo os autores, BORETTI e WATSON (2009), o sistema de ignição por lanças-chamas estratificado combinado ao sistema de injeção direta, apresenta vantagens como:

- Uma ignição mais rápida, mais completa e a possibilidade de queimar misturas mais pobres;
- Uma menor sensibilidade à composição e estado da mistura;
- Redução da perda de calor para as paredes da câmara principal;
- Uma combustão eficiente de uma maior variedade de combustíveis;
- Funcionamento com misturas extremamente pobres, com a possibilidade de obter-se índice de emissão de NO_x muito baixas.

Os resultados obtidos nas simulações apontam uma redução no consumo específico, uma melhora na eficiência de combustão e uma redução na emissão de poluentes.

Um modelo de simulação para um sistema de ignição por lanças-chamas para um motor diesel operando com gás natural foi apresentado por HEYNE (2011). Os resultados obtidos com a simulação são comparados aos resultados experimentais e conclui-se que a geometria testada cilíndrica é mais adequada à queima de misturas homogêneas e pré-câmaras muito pequenas podem fornecer energia insuficiente para a combustão na câmara principal.

A modelagem desse tipo de sistema também foi apresentada por BORETTI (2010), porém o combustível utilizado era o gás hidrogênio em um sistema com a ignição realizada por uma vela de aquecimento. O sistema proposto pelo autor opera com mistura pobre em um sistema do tipo *jet ignition*. Os resultados obtidos demonstram um aumento da velocidade de ignição e combustão na câmara principal mesmo com a ignição ocorrendo através de uma vela de aquecimento.

Em trabalho mais recente, a montadora NISSAN, em 11 de agosto de 2011, patenteou um sistema de ignição por lança chamas mostrado na Figura 2.48.

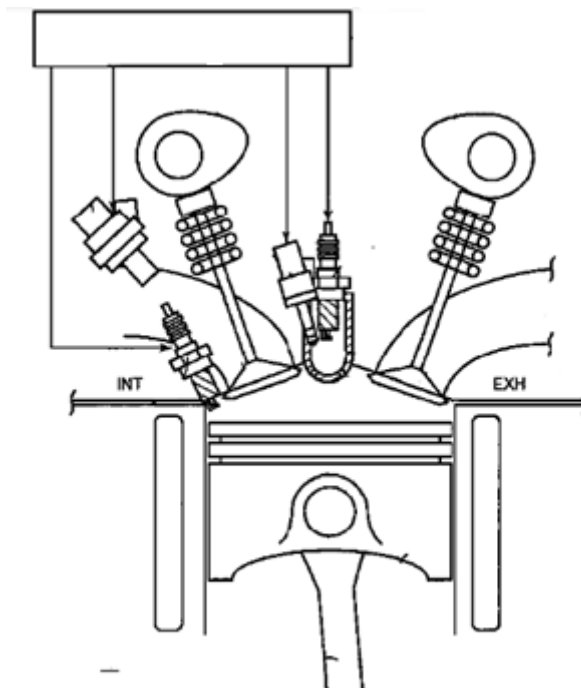


Figura 2.48 – Sistema de ignição por lança chamas patenteado pela NISSAN. ASHIDA (2011)

O sistema patenteado inclui uma câmara de combustão principal e uma câmara de combustão auxiliar, separados pela parede da câmara de combustão auxiliar, onde uma primeira vela de ignição encontra-se na câmara de combustão auxiliar. Uma segunda vela de ignição encontra-se na câmara de combustão principal sendo controlada eletronicamente juntamente à primeira vela de ignição. O sistema de controle permite a ignição primeiramente da mistura na câmara de combustão auxiliar e posteriormente da mistura na câmara principal. O controle, futuramente, irá permitir a ignição da câmara principal primeiro e da câmara auxiliar posteriormente, em função da solicitação do

motor. Na patente do protótipo da NISSAN os resultados não são apresentados na literatura.

A empresa MAHLE Powertrain em 2012 desenvolveu uma patente de um sistema de combustão denominado *Turbulent Jet Ignition* (TJI), que utiliza uma pré-câmara de combustão com ignição por centelha em um motor do ciclo Otto, oferecendo benefícios significativos de economia de combustível sem a necessidade de grandes investimentos financeiros no motor. Segundo a MAHLE (2012) o sistema TJI, mostrado na Figura 2.49, poderá permitir melhorias na economia de combustível de até 20 % e a redução das emissões de NO_x próximo a zero, eliminando também a necessidade de pós-tratamento do NO_x. O sistema TJI possui vários orifícios de interconexão com diâmetro muito pequeno que possibilitam uma alta turbulência na câmara principal, causando um efeito de ignição distribuída, permitindo a extensão dos limites de detonação e o aumento da taxa de compressão (até 14:1). Segundo o fabricante, o sistema proposto trabalha com temperaturas de combustão menores e possibilita a redução do trabalho de bombeamento, obtendo-se uma eficiência térmica de até 45 %. Este dispositivo representa a mais nova configuração de um sistema de ignição por lança-chamas encontrado na literatura.

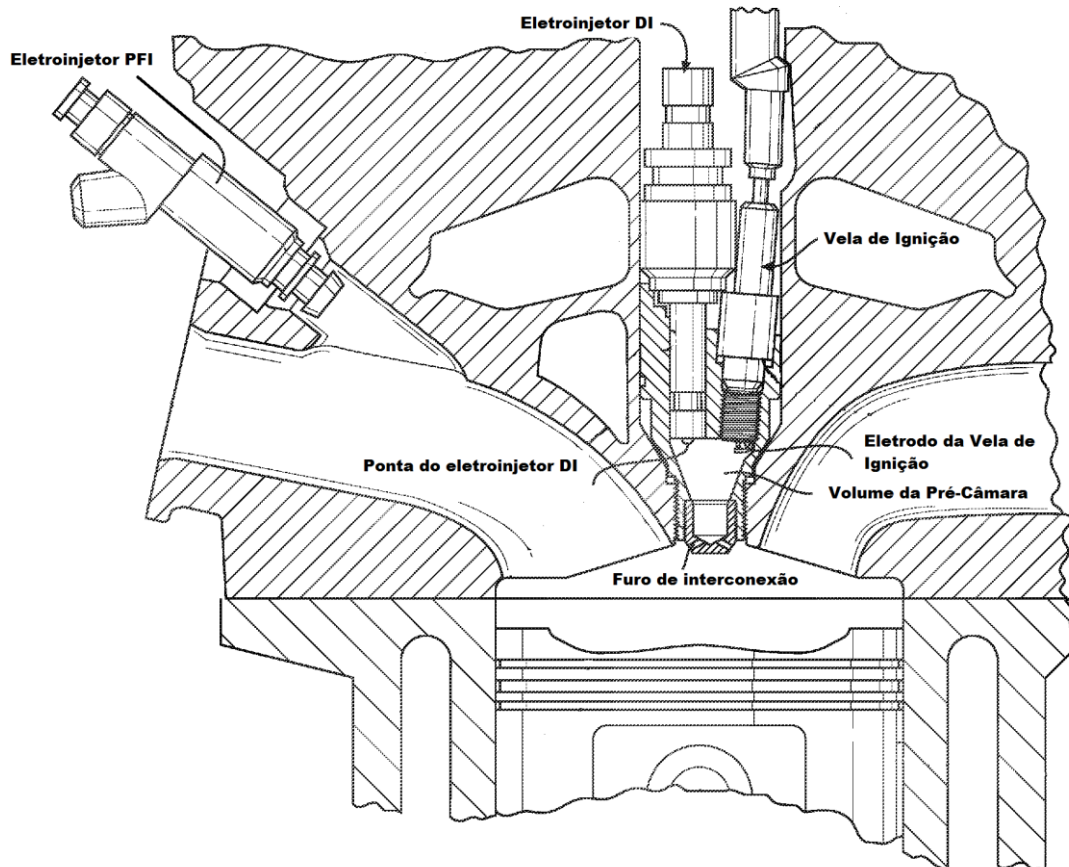


Figura 2.49 – Sistema da MAHLE - *Turbulent Jet Ignition* (TJI). MAHLE (2012).

Por se tratar de uma patente, não são fornecidas maiores informações do projeto e dos resultados finais obtidos do protótipo da MAHLE.

Com base na revisão bibliográfica realizada e por se tratar de um sistema mais simples, um sistema de ignição por lanças-chamas com carga homogênea é analisado neste trabalho em condições limitadas de operação. Este sistema de ignição por lanças-chamas sem estratificação de carga é implementado em um motor de ignição por centelha, caracterizando um protótipo de motor de pesquisa cuja metodologia de análise é apresentada no próximo capítulo.

CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia desenvolvida para a realização dos testes e obtenção dos resultados, a descrição do aparato experimental utilizado, a metodologia de calibração do sistema de gerenciamento e controle da operação do motor protótipo utilizado para os fins dessa pesquisa. A caracterização do protótipo de pesquisa foi realizada em duas etapas, sendo na primeira etapa foram observados o desempenho, emissões e depuração dos parâmetros de combustão do motor original. A segunda etapa consta da caracterização dos mesmos parâmetros com o motor protótipo adaptado com sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea.

Para a caracterização completa do sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea fez-se necessário obter parâmetros teóricos que não puderam ser obtidos experimentalmente. Entre eles destacam-se:

- Análise numérica do sistema de arrefecimento da pré-câmara, esta que não foi observada anteriormente na literatura e caracterizando uma etapa inédita do trabalho. Um bom funcionamento do sistema de arrefecimento da pré-câmara é de fundamental importância;
- Modelamento unidimensional do sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea utilizando o *software* *GTPOWER*;
- Determinação teórica das emissões de NO_x , através dos dados de pressão na câmara principal, com o uso de modelos de cinética química. Esta metodologia foi desenvolvida devido à impossibilidade de medição deste poluente no motor e por ser de grande interesse validar a diminuição de emissão de NO_x esperada com o sistema proposto;
- Determinação teórica da temperatura dos gases na pré-câmara Esta metodologia foi desenvolvida devido a impossibilidade de determinar a temperatura através do *Indicon*. Esta metodologia também não foi encontrada na literatura e pode ser considerada inédita nos sistemas de ignição por lança chamas.

3.1 - CARACTERÍSTICAS DO PROTÓTIPO DE PESQUISA DESENVOLVIDO A SER ANALISADO

O protótipo de pesquisa foi elaborado e desenvolvido por MOREIRA (2009), e inclui o projeto detalhado do sistema de ignição por lança chamas, com a metodologia de cálculo e adaptações necessárias para o ótimo funcionamento do sistema. Os procedimentos para

o dimensionamento e construção do sistema contemplam as etapas descritas a seguir.

3.1.1 – Seleção do motor a ser adaptado ao sistema de ignição por lanças

O motor selecionado deveria possuir características como disponibilidade no mercado, disposição dos componentes do motor, facilidade das adaptações necessárias para a construção, número de cilindros igual a quatro, facilidade de arrefecimento da pré-câmara, baixo consumo de combustível, vela de ignição posicionada no centro da câmara de combustão, baixo custo de aquisição, cilindrada entre 1000cm³ e 1600cm³. Desta forma o motor que melhor reuniu as características solicitadas foi o motor FIAT 1.6 16V (HI-TORQUE). A Tabela 3.1 apresenta as principais características fornecidas pelo fabricante do motor escolhido.

Tabela 3.1 – Características do motor FIAT 1.6 16V (HI-TORQUE)

Posição do motor:	Transversal
Número de cilindros:	04 em linha
Diâmetro x curso:	80,5 x 78,4 mm
Taxa de compressão:	9,5 : 1
Potência máxima (ABNT) / regime:	79,04 kW / 5.500 rpm
Torque máximo (ABNT) / regime:	150,92 Nm / 4.500 rpm
Nº válvulas por cilindro:	4
Eixo de comando de válvulas	Dois no cabeçote
Tipo de ignição:	Magnetti Marelli, eletrônica digital.
Alimentação – Combustível	Gasolina
Alimentação - Injeção Eletrônica	Magnetti Marelli MPI IAW, multiponto, sequencial.
Distribuição Admissão Início Fim	0° apms 34° dpmi
Distribuição Descarga Início Fim	24° apmi 0° dpms
Regime de marcha lenta RPM	850+-50
Teor de monóxido de carbono, em marcha lenta, medido antes do catalisador	< 0,5%

3.1.2 – Geometria da pré-câmara

A geometria da pré-câmara foi definida de acordo com as análises dos dados obtidos na revisão bibliográfica e experiências com trabalhos anteriores. Desta forma a geometria escolhida para implementação do protótipo de pesquisa foi a geometria cilíndrica. A Figura 3.1 apresenta a geometria interna do corpo da pré-câmara.

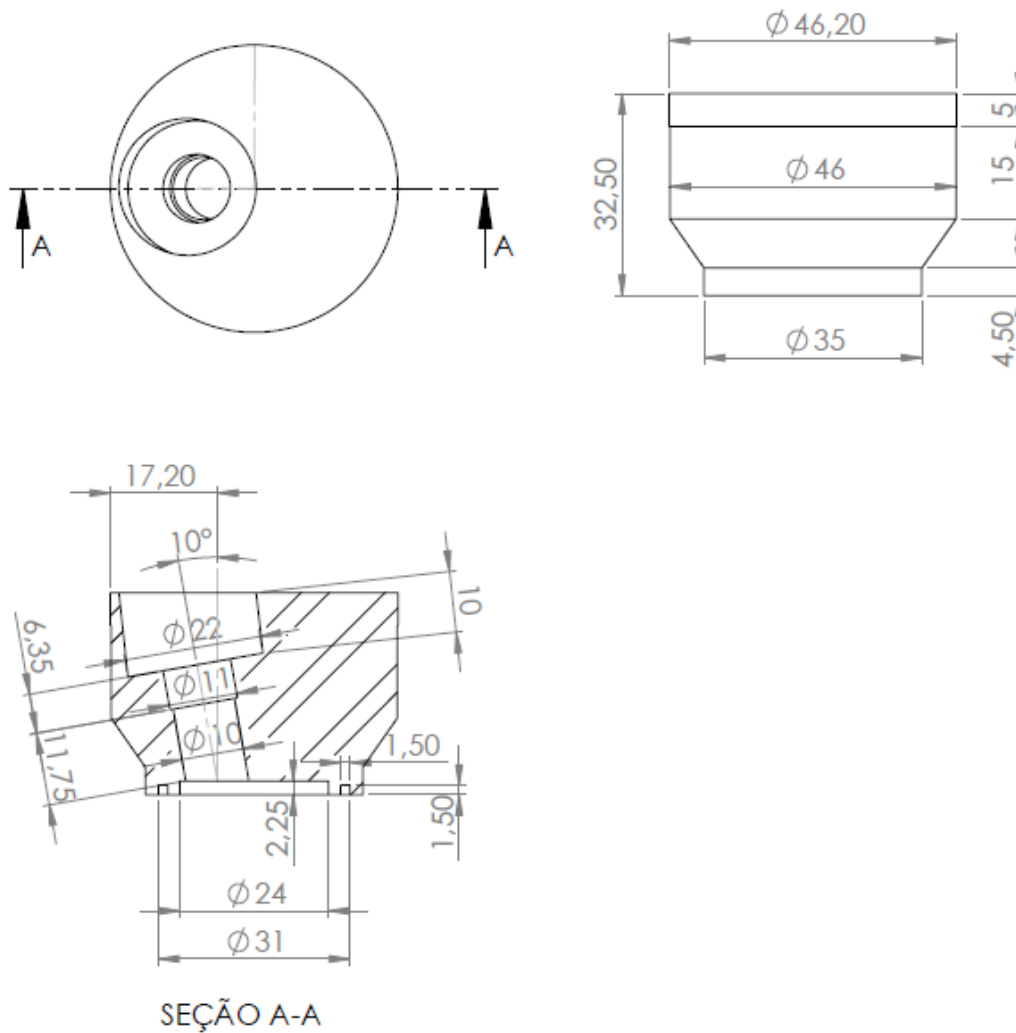


Figura 3.1 – Geometria interna da pré-câmara. MOREIRA (2009).

3.1.3 – Volume da pré-câmara de ignição

A melhor relação entre volume da pré-câmara e o volume total, segundo a revisão bibliográfica realizada é da ordem de 7,3%, o mesmo adotado neste trabalho. O volume da câmara de combustão principal do motor FIAT 1.6 16V (HI-TORQUE) é de 46,35 cm³, sendo o volume da pré-câmara de 3,66 cm³.

3.1.4 – Diâmetro dos orifícios de interconexão

Para que não haja extinção da chama gerada na pré-câmara para a câmara principal é necessário que os orifícios de interconexão tenham um diâmetro mínimo. Através da metodologia desenvolvida por ADAMS (1978) determinou-se que o diâmetro mínimo para que não haja extinção da chama, seria de 3,20 milímetros. Após a definição do diâmetro mínimo, foi estabelecido que o diâmetro nominal do dispositivo de interconexão seria de 6,00 mm, como mostrado na Figura 3.2.



Figura 3.2 – Configuração do dispositivo de interconexão entre a pré-câmara e câmara principal com único furo central de 6,00 mm de diâmetro. MOREIRA (2009).

3.1.5 – Posição e características da vela de ignição da pré-câmara

Em função da pouca disponibilidade de espaço físico para a montagem do sistema, a vela de ignição selecionada foi a NGK CR8EH-9S. Esta vela possui seu tamanho reduzido, alto grau térmico para melhor dissipação de calor e maior imunidade a ruídos eletromagnéticos para os sistemas eletrônicos por ser resistiva. A Figura 3.3 apresenta vela NGK selecionada.



Figura 3.3 - Vela de ignição NGK CR8EH-9S. MOREIRA (2009).

A vela possui diâmetro da rosca de 10 mm, medida do hexágono de 16,0 mm, com

características de construção resistentes, grau termico 8, com rosca de 12,7 mm e total da rosca de 19,0 mm.

3.1.6 – Material utilizado para a construção da pré-câmara

Foi selecionado o aço ABNT 420 devido à sua alta resistência à deformação em altas temperaturas e pouca oxidação quando submetido à condição de operação. O aço ABNT 420 é um aço ao cromo, inoxidável, martensítico, não temperável, magnético e resistente à corrosão até 790°C.

3.1.7 – Sistema de arrefecimento da pré-câmara

O sistema de arrefecimento projetado utiliza a galeria de arrefecimento do motor original, permitindo a circulação do fluido de arrefecimento em torno da parede da pré-câmara. Através de uma metodologia de cálculo proposta por MOREIRA (2009), conclui-se que o sistema de arrefecimento deve retirar 7,44% a mais de calor quando comparado ao sistema de ignição original.

3.1.8 – Determinação da nova relação de compressão com a pré-câmara e determinação da nova altura do cabeçote

O uso da pré-câmara faz com que o volume da câmara de combustão seja aumentado e desta forma haja uma diminuição da relação de compressão do motor. Através de uma metodologia de cálculo proposta por MOREIRA (2009), foi determinada que a nova razão de compressão do motor com o uso da pré-câmara de ignição seria de 8,88:1. Esta diminuição na razão de compressão poderia alterar o comportamento do motor adaptado com relação aos parâmetros de desempenho, consumo específico e consumo efetivo, dificultando a comparação dos parâmetros. Desta forma, optou-se em realizar uma usinagem no cabeçote modificado com relação à altura da câmara de combustão principal. Os cálculos mostraram que deveria ser retirado 0,73 mm na altura do cabeçote para que a razão de compressão do motor fosse mantida no valor original de 9,5:1.

3.2 – O APARATO EXPERIMENTAL

Uma grande infraestrutura em equipamentos, sistemas de medição e componentes foi utilizada. A seguir é apresentado com detalhes os materiais e o aparato experimental utilizado.

3.2.1 – Combustível a ser utilizado

O protótipo de pesquisa do sistema de ignição por lanças utiliza para todos os testes e calibrações propostas, à gasolina tipo C (E25). A verificação da quantidade em volume de etanol contida na gasolina tipo C foi realizada para a calibração do equipamento de medição de poluentes, obtendo-se um percentual de 25% em volume de etanol.

3.2.2 – Sistema de gerenciamento eletrônico

Dentre as várias opções comerciais disponíveis no mercado para a utilização do controle de gerenciamento do motor, optou-se pelo uso do sistema da marca MoTeC, sendo o produto selecionado a MoTeC M880.

Este sistema de gerenciamento era o mais completo sistema comercializado na época em que o mesmo foi adquirido. A MoTeC M880 possui funções diferenciadas e exclusivas como controle de tração, controle de largada, controle de lambda, controle de avanço de ignição, controle para acelerador eletrônico, controle para eixo de comando de válvulas continuamente variável, entre outros. O equipamento possibilita o controle de motores a pistão de até 12 cilindros ou motores rotativos com até 4 rotores. A Figura 3.4 apresenta a MoTeC M880 e a Figura 3.5 apresenta a tela principal do *software* de controle.



Figura 3.4 - Sistema de gerenciamento eletrônico MoTeC M880. MoTeC (2012).

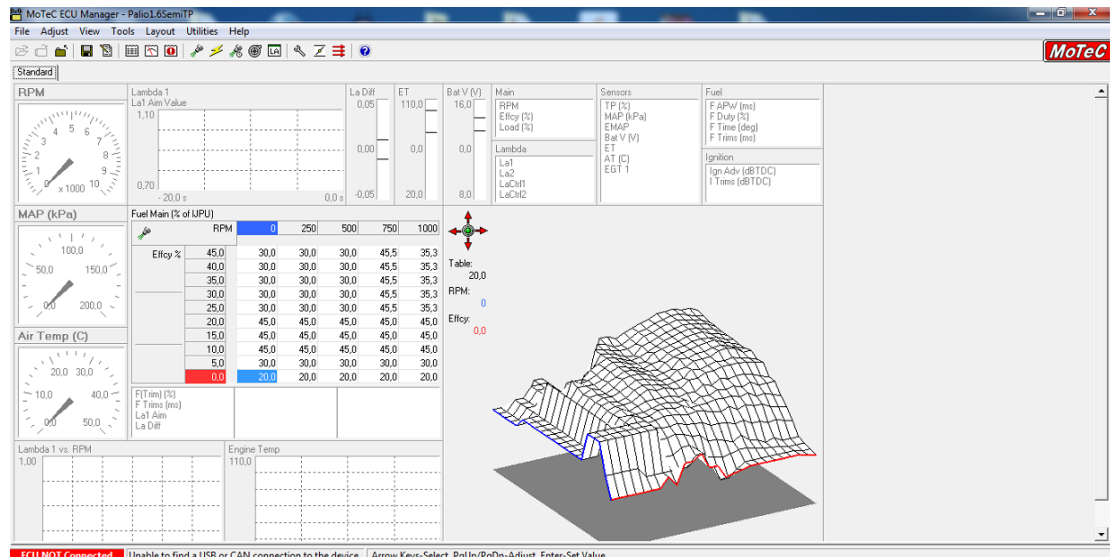


Figura 3.5 - Tela principal do *software* de calibração da MoTeC M880. MoTeC (2012).

As principais características da MoTeC M880 são:

- Injeção sequencial para até 12 cilindros;
- Injeção full group para até 12 cilindros;
- Injeção para motores rotativos com até 4 rotores;
- Até 6 saídas de ignição;
- Até 8 saídas auxiliares para controle;
- Duas entradas de referência/sincronizadoras;
- 8 entradas analógicas de tensão;
- 6 entradas analógicas de temperatura;
- 4 entradas digitais para velocidades;
- Entrada para *single wide band* e sonda lambda de 5 fios(opcional);
- Comunicação RS232 ou CAN.

Para a realização do experimento é necessário que toda a configuração do motor seja inserida no *software* e todos os parâmetros de controle do motor sejam precisamente ajustados no *software*.

A configuração do sistema de gerenciamento eletrônico foi realizada de acordo com o manual do fabricante. A metodologia utilizada para a calibração do motor é semelhante a metodologia proposta por BAETA (2006).

Uma das formas de estratégia de calibração de motores é descrita por PUJATTI (2007),

onde os controles dos parâmetros de funcionamento de um motor de combustão interna com sistema de gerenciamento eletrônico são realizados através de mapas de calibração. Os mapas de calibração são compostos por matrizes de dimensão $M \times N$ que fornecem valores pré-estabelecidos para o controle de uma variável com o intuito de otimizar seu funcionamento nas diferentes condições de funcionamento do motor. Quando um conjunto de pontos é formado em função de uma variável tem-se a tabela de calibração ou quando um conjunto de pontos de até duas variáveis independentes é formado, define-se como mapa de calibração.

Os mapas de ângulo de avanço de ignição e do tempo de injeção são determinados em função da rotação e da carga do motor. As matrizes geradas são armazenadas na memória da MoTeC e possibilitam a realização de alterações pontuais ou em regiões específicas mesmo com o motor funcionando. PUJATTI (2007).

Os parâmetros controlados pela MoTeC são o tempo de injeção na câmara principal, avanço de ignição e injeção. Os parâmetros que irão definir a condição de funcionamento do motor são a rotação do motor e a carga, esta última sendo determinada pela pressão no coletor de admissão.

A calibração, independentemente do tipo de configuração do motor, e os testes realizados com o sistema de ignição por lanças possuem aspectos comuns à calibração proposta por BAETA (2006). Os procedimentos realizados são:

- Configuração da MoTeC de acordo com as necessidades e características físicas do motor, sensores, atuadores, estratégia de injeção e ignição utilizadas;
- Calibração dos sensores utilizados nos testes;
- Realizar a estimativa do tempo de injeção máximo e os valores percentuais nos mapas de injeção. Os valores de *dwell time* devem ser suficientes para realizar a combustão dentro do cilindro, evitando que a combustão se propague para a descarga e danifique as válvulas de descarga e catalisador. Normalmente, antes da calibração, os valores de tempo de injeção proporcionam ao motor trabalhar com misturas ricas e os valores do avanço de ignição não são altos, adotando uma estratégia voltada para a segurança e durabilidade do protótipo/motor;
- Devem ser estimados os valores de partida a frio. A tabela utilizada para a partida a frio foi a proposta pela própria MoTeC;
- Deve ser realizada a verificação do ângulo entre o 1° dente e a linha de centro do

sensor de rotação, a fim de informar corretamente a posição dos pistões dentro do cilindro. Este ajuste é realizado primeiramente com o motor estático e deve também ser realizado com o motor em funcionamento com o intuito de compensar o tempo de processamento da MoTeC;

- Realizar o ajuste do tempo morto do injetor. Esta correção consiste em corrigir o tempo de injeção em função da variação da tensão da bateria, sendo realizado através do parâmetro *Battery Comp*.

O próximo procedimento a ser realizado é o ajuste inicial dos mapas de controle de tempo de injeção e avanço de ignição. Para isto, os valores de carga e rotação do dinamômetro devem ser idênticos aos valores do mapa de controle, evitando assim a interpolação no *software*. Para se iniciar a calibração, um pré-ajuste do tempo de injeção para operação com mistura rica e valores conservadores de avanço de ignição são utilizados. O ângulo de injeção é referenciado pela MoTeC como o ângulo antes do PMS do tempo de compressão e deve ser ajustado de maneira que todo combustível injetado entre na câmara de combustão antes do fechamento da válvula de admissão. O motor possui ângulo de fechamento da válvula de admissão de 34° DPMI ou, pela referência da MoTeC, 146° APMS do final da compressão. Desta forma, o ajuste inicial para o ângulo de injeção foi ajustado a 150° APMS do final da compressão.

A próxima etapa é refinar o tempo de injeção e ajustar o valor de avanço de ignição. Os valores iniciais contidos nos mapas são valores estimados, podendo ser ajustados em tempo real para a calibração do sistema. Durante o procedimento de calibração é necessária máxima atenção aos parâmetros de fator lambda, temperatura dos gases de exaustão e sinal de detonação (visual e audível) com o intuito de se evitar operação em condições inadequadas que podem danificar o protótipo do sistema de ignição por lança chamas.

Desta forma inicia-se o ajuste da calibração de forma interativa do tempo de injeção, avanço de ignição e *dwell time*. Durante o ajuste, algumas observações propostas por BAETA (2006) devem ser consideradas; como a presença de detonação durante a calibração, que limita o ajuste do avanço de ignição, este que deve ser mantido 0,5 grau abaixo do limite inferior de detonação (LDI). A Figura 3.6 mostra um diagrama simplificado da metodologia básica de ensaio e calibração proposta adotada no trabalho.

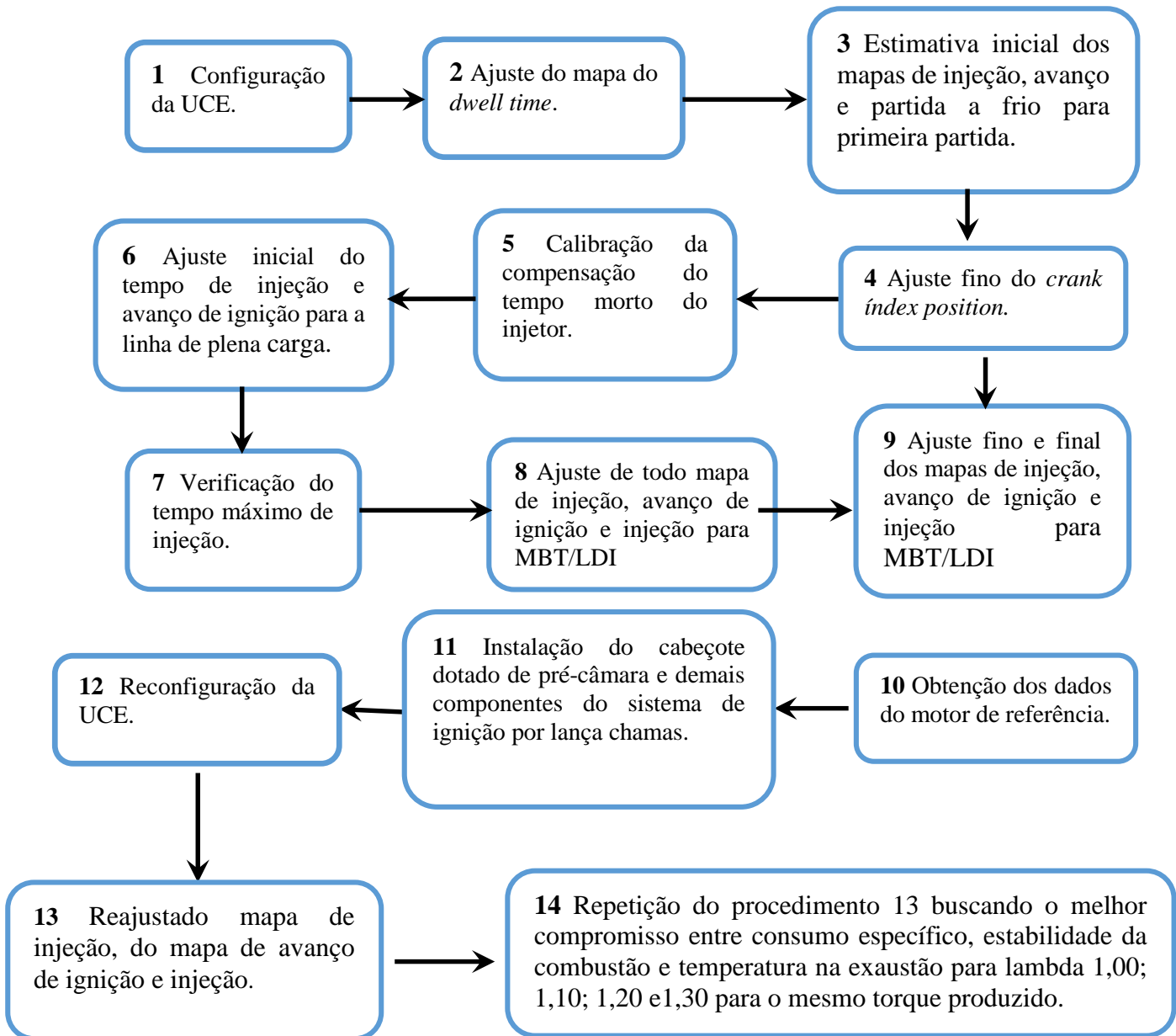


Figura 3.6 – Metodologia básica de trabalho e calibração do sistema de gerenciamento eletrônico do motor.

Durante a calibração a temperatura máxima no escapamento foi limitada a 800°C e a estabilidade da combustão máxima aceitável dada pelo CoV do IMEP foi admitida como 6% MELO(2012). O motor original não permitiu o empobrecimento da mistura para lambdas superiores a unidade, assim não foi possível comparar os resultados do motor original operando

3.2.3 – Dinamômetro utilizado para os testes

Os testes do protótipo de pesquisa são realizados na sala de teste equipada com um dinamômetro W230 no laboratório CTM (Centro da Tecnologia da Mobilidade) – UFMG

como mostrado na Figura 3.7.

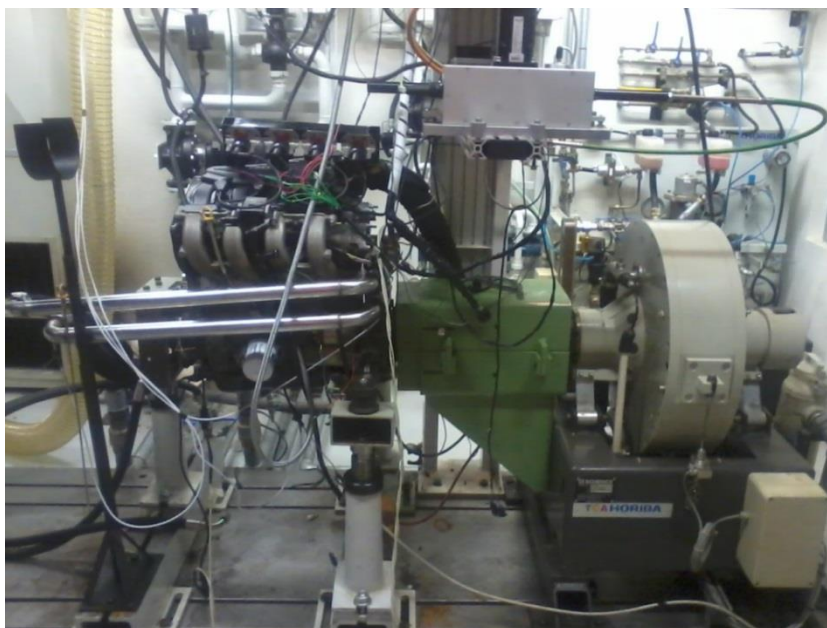


Figura 3.7 - Bancada Dinamométrica W230.

A bancada dinamométrica W230 é um dinamômetro de bancada do tipo passivo, elétrico, com atuação por corrente parasita (Foucault), fabricado pela TCA/HORIBA e suas principais características são mostradas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Principais características da bancada dinamométrica W230.

	WS230F	
Potência	(kW)	230
Torque Nominal	(Nm)	750
Rotação mínima para medição do torque nominal	(rot/min)	620
Rotação Máxima	(rot/min)	10000
Rotação mínima para potência máxima	(rot/min)	2928
Momento de inércia	(kg m ²)	0,53
Massa máxima acoplada para rendimento máximo	(kg)	4,5
Corrente elétrica de excitação máxima	(A)	6,1
Massa	(kg)	480

A sala equipada com o dinamômetro W230 permite ao operador controlar a temperatura do fluido de arrefecimento do motor, a temperatura do óleo lubrificante do motor, a temperatura do ar de admissão e a temperatura do combustível a ser utilizado no teste.

Para realizar o controle destes parâmetros, a sala dinamométrica possui uma série de trocadores de calor integrados, que são utilizados para refrigerar o fluido de arrefecimento, óleo de lubrificação do motor, combustível e ar de admissão. Possui também um sistema de aquecimento para o combustível; válvulas proporcionais para atuarem no controle do processo e alguns controladores proporcionais, integrativo e derivativo (PID) para a manutenção dos parâmetros relacionados acima, dentro da faixa tolerada na execução dos testes. A Figura 3.8 mostra parte do sistema condicionador do fluido de arrefecimento do motor e óleo de lubrificação do motor da sala dinamométrica.



Figura 3.8 – Partes do sistema de condicionamento de temperatura do fluido de arrefecimento e lubrificação do motor.

Para a indicação, gerenciamento e controle das grandezas medidas é utilizado um *software* denominado STARS. Este é um *software* de gerenciamento do dinamômetro, capaz de fornecer as indicações das grandezas a serem observadas através de dois monitores conjugados na mesa de controle, da marca TCA/HORIBA. O *software* STARS permite ao usuário configurar as indicações desejadas das grandezas estudadas nos monitores, inserir/alterar alarmes de máximos e mínimos, como baixa pressão de óleo, alta temperatura do fluido de arrefecimento do motor, entre outros. Permite ao usuário também programar ciclos de testes automáticos e exportar os dados capturados em alguns tipos de extensões de arquivo. A Figura 3.9 apresenta a tela principal mostrando os indicadores virtuais digitais, as funções do modo de controle, entre outros. A Figura 3.10

apresenta uma tela dos indicadores virtuais analógicos/digitais, o painel de comando dos condicionadores do dinamômetro, o painel de configuração e ajuste das temperaturas do fluido de arrefecimento do motor, óleo do motor, combustível e o painel do motor com algumas das grandezas medidas no motor.

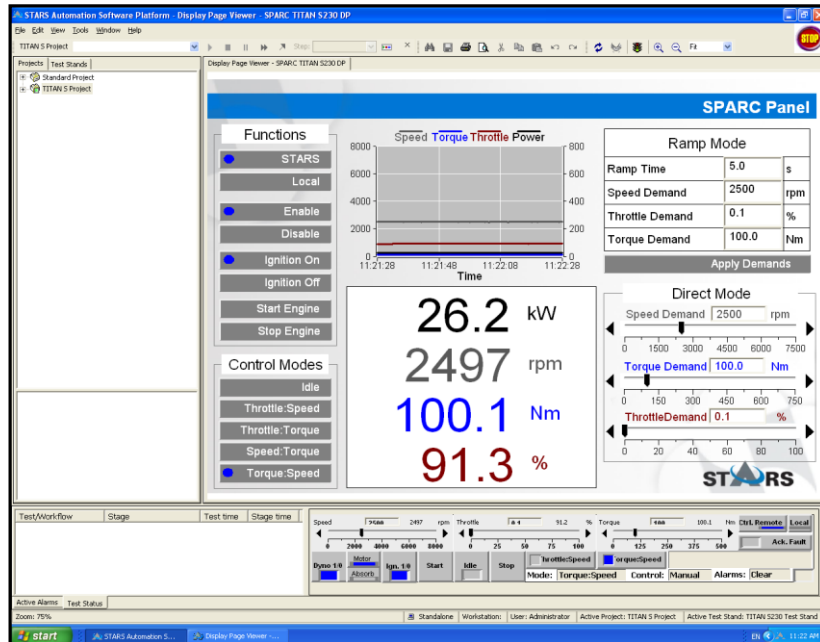


Figura 3.9 – Tela de indicação virtual do STARS

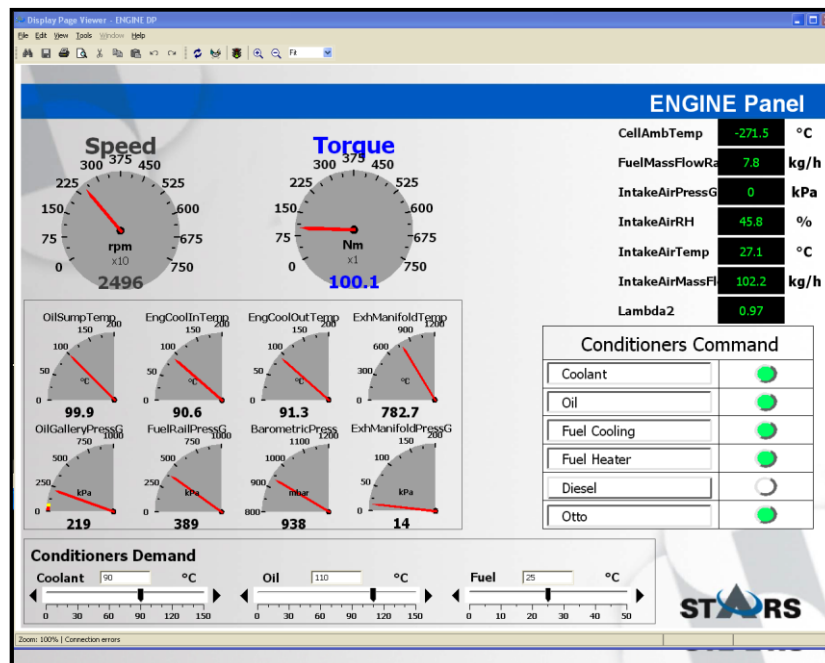


Figura 3.10 – Tela de indicação virtual com painel de controle dos condicionadores, ajustes dos controladores, dados de potência e torque, entre outros.

3.2.4 – Sistema de medição dos gases de descarga

O equipamento PC Multigás da marca NAPRO foi utilizado para a medição dos gases de escapamento. O PC Multigás realiza a medição dos gases CO, HC, NO_x, CO₂, O₂. Este equipamento possui analisador infravermelho não dispersivo para CO, HC, NO_x, CO₂, O₂ e função lambda e AFR. É um equipamento pequeno, leve, portátil e permite ao usuário realizar diagnóstico de motores de forma estática e dinâmica, controle de emissões para o programa obrigatório de inspeção e manutenção veicular, realizar medições antes e depois do catalisador para verificar a eficiência do mesmo. As principais características do sistema PC Multigás são:

- Alimentação 12VDC ou 110/220 VAC- 60 Hz;
- Escalas: CO: 0-15%; CO₂: 0-20%; HC: 0-20.000 ppm Hexano; O₂: 0-25%; NO_x: 0-5000 ppm; Lambda: 0-9,99; AFR: 0-99,99;
- Interface serial RS232/USB;
- Eliminador de água condensada;
- Dimensões de 290 x 150 x 310 mm;
- Peso: 4 kg.

A Figura 3.11 mostra a tela do PC Multigás com os dados medidos.

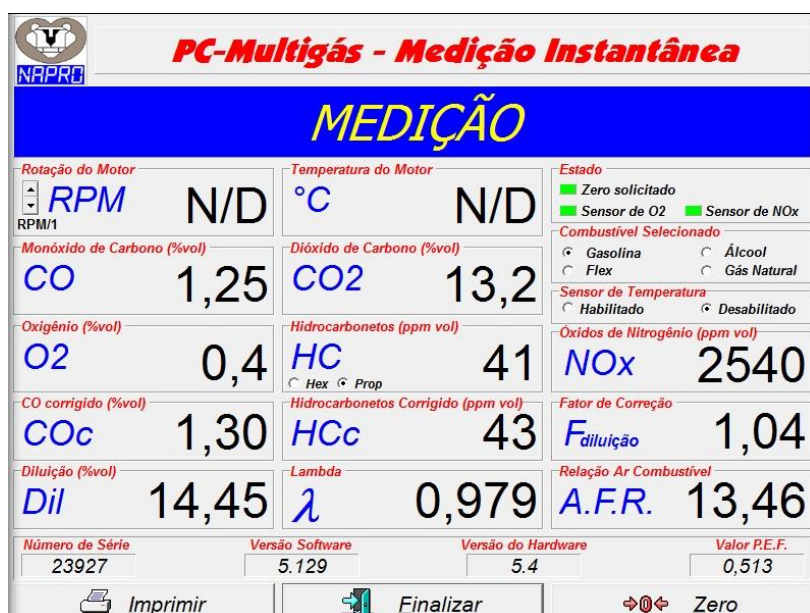


Figura 3.11 - Tela de medição do PC-Multigás com os respectivos valores de medição de gases. NAPRO (2012).

No equipamento PC-Multigás as medições realizadas são apresentadas em % de volume

ou partes por milhão em volume. Para o presente trabalho, optou-se por calcular as emissões específicas (g/kWh) de acordo com a metodologia proposta por MELO (2012). A Equação 3.1 apresenta o cálculo das emissões específicas para o monóxido de carbono (CO).

$$MCO = \frac{V_{AR} + V_{comb}}{Pot} \times \frac{MMCO}{MMex} \times [CO] \times 10^{-4} \quad (3.1)$$

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 % de volume de CO.

As emissões específicas de dióxido de carbono (CO₂) e hidrocarbonetos (THC) são determinadas de maneira análoga, lembrando que para o poluente dado em parte por milhão deve-se substituir o 10⁻⁴ por 10⁻⁶.

A massa molar dos gases no escapamento pode ser determinada pela Equação 3.2.

$$MMex = \frac{MMHC \times [HC]}{10^6} + \frac{MMCO \times [CO]}{10^4} + \frac{MMCO_2 \times [CO_2]}{10^4} + \frac{MMNO_x \times [NO_x]}{10^6} + \frac{MMH_2O \times [H_2O]}{10^6} + MMN_2 \times \left(100 - \frac{[HC]}{10^6} - \frac{[CO]}{10^4} - \frac{[CO_2]}{10^4} - \frac{[NO_x]}{10^6} - \frac{[H_2O]}{10^6} \right) \quad (3.2)$$

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 % de volume de CO;

[CO₂]: concentração em % de volume de CO₂;

[NO_x]: concentração em ppm de NO_x;

[H₂O]: concentração em ppm de H₂O.

Como o sistema de medição de gases realiza as medições na base seca e o sensor de NO_x não foi utilizado devida a falha no sensor, os termos na Equação 3.2 referentes ao NO_x e água foram eliminados.

Como dito anteriormente, o analisador de gases PC Multigás utiliza o método de infravermelho não dispersivo (*Non Dispersive Infrared* - NDIR), onde um emissor infravermelho de banda larga cobre todos os comprimentos de onda para a medição de um determinado conjunto de gases. Filtros óticos passa-faixa permitem a passagem de comprimentos de onda que podem ser absorvidos por esses gases. Cada filtro passa-faixa é conectado a um detector infravermelho. O detector produz um sinal que é proporcional à energia infravermelha absorvida pelo gás de interesse. Este sinal é processado eletronicamente e gera informações como concentração do gás.

Para a medição dos gases CO, THC e CO₂, o equipamento NAPRO PC Multigás foi calibrado utilizando-se um equipamento de calibração desenvolvido pela empresa STA e disponível no laboratório de combustão do CTM.

Para a calibração foi utilizada a metodologia proposta pelo fabricante NAPRO. Inicialmente, uma vazão de um gás inerte de 6 litros por minuto e uma pressão de 1 atm é imposta ao equipamento para a verificação de zero dos gases CO, HC e CO₂. Após este passo, a vazão passa a ser composta por um conjunto de dois gases, onde uma parte da vazão é dada pelo gás a ser calibrado e parte da vazão é dada pelo gás inerte. O equipamento PC Multigás permite ao usuário realizar o procedimento de calibração de cada um dos gases que o equipamento mede utilizando apenas dois pontos para cada gás. A Figura 3.12 mostra os registros dos gases com seus respectivos manômetros utilizados para a realização da calibração. A Figura 3.13 mostra os medidores de vazão individuais dos gases de calibração, juntamente ao sistema de aquisição de dados.



Figura 3.12 – Válvulas reguladoras de pressão dos gases de calibração.



Figura 3.13 – Medidores de vazão e sistema de aquisição de dados da bancada de calibração de gases.

Os gases utilizados para a calibração foram fornecidos pela empresa WHITE MARTINS, onde o gás inerte utilizado para a calibração foi o nitrogênio e a vazão do gás a ser calibrado varia de acordo com o gás.

3.2.5 – Sistema de medição de pressão do cilindro

A necessidade de compreender o fenômeno da combustão no sistema de ignição por lanças chama motivou a medição de pressão no interior do cilindro. Assim, um sistema de aquisição *Indimodul* da marca AVL foi utilizado para determinar a pressão na câmara de combustão.

Para a medição de pressão na câmara de combustão do motor original foi utilizada uma vela de ignição instrumentada com um sensor piezoelétrico, modelo GU13Z-24 da AVL, com medição de até 25 MPa. A medição de pressão na pré-câmara foi realizada pela vela instrumentada com um sensor piezoelétrico, modelo ZI21_U3C da AVL, que possui valor máximo de medida igual a 20 MPa. A medição de pressão na câmara principal no motor com o sistema de ignição por lanças chama foi realizada através do sensor piezoelétrico, modelo GU22C da marca AVL. A Figura 3.14 apresenta um esquema geral de ligação do sistema de medição de pressão.

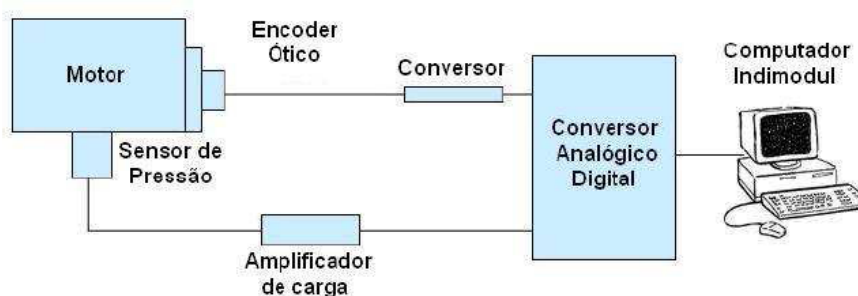


Figura 3.14 – Esquema global do sistema de medição de pressão do cilindro. MELO (2012).

Para este caso, a câmara de combustão foi adaptada para receber o sensor de pressão. Este sensor fornece sinal ao amplificador de carga que amplifica e converte o sinal do sensor de pressão a níveis que possam ser lidos pelo conversor analógico digital. O conversor analógico digital converte a tensão proporcional a pressão lida em um valor digital que possa ser processada como dado de entrada no computador onde o *software Indimodul* está instalado. A Figura 3.15 apresenta o furo, indicado com a seta vermelha, realizado para adaptação do sensor.

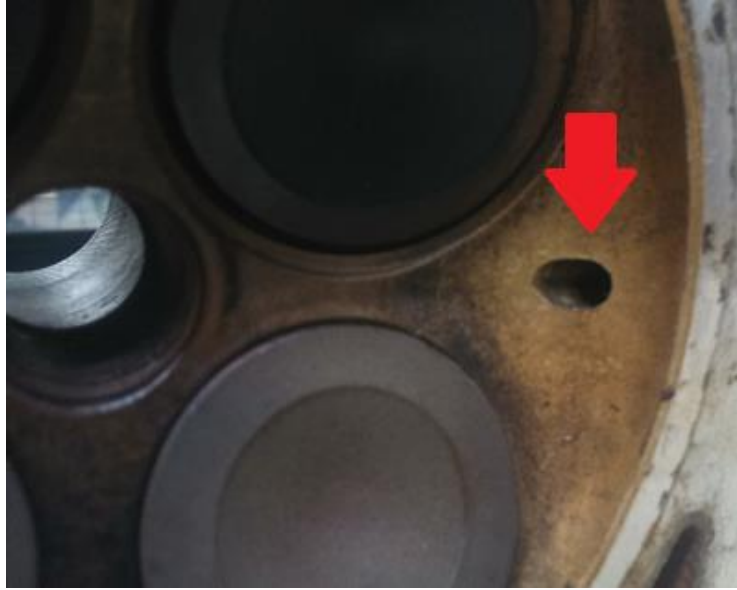


Figura 3.15 – Furo para a adaptação do sensor de pressão na câmara de combustão principal.

Devido ao grande comprimento do sensor, foi necessária a construção de uma peça para a adaptação, indicada pela seta vermelha, como mostrado na Figura 3.16.



Figura 3.16 – Peça para adaptação do sensor de pressão na câmara de combustão principal.

Como o processo de adaptação envolvia risco de danificar permanentemente o cabeçote modificado, optou-se por realizar os primeiros ensaios instrumentando a pré-câmara com a vela de ignição que possui o sensor de pressão. Após a obtenção dos dados de combustão na pré-câmara, o processo de adaptação do sensor na câmara principal foi realizado. Dados relativos à pressão na câmara principal foram obtidos e conclui-se que a medição da pressão pela vela instrumentada ou pelo furo feito na câmara de combustão principal apresentam poucas diferenças em função da localização do sensor. A Figura 3.17 apresenta os valores da pressão dentro do cilindro em função do virabrequim obtidos com os dois sensores de pressão. A denominação PCP refere-se ao sensor utilizado no furo adaptado e a denominação PCYL refere-se à medição de pressão através da vela.

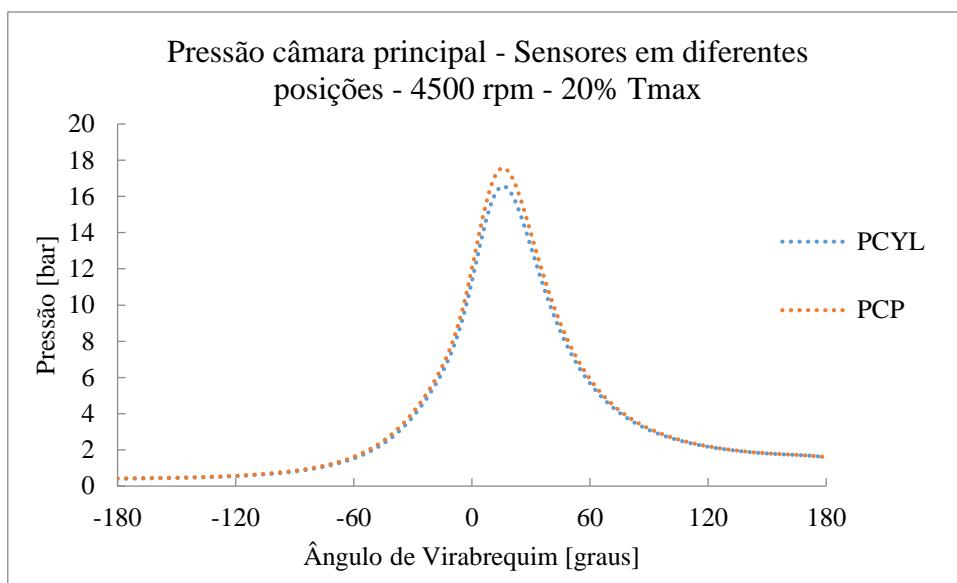


Figura 3.17 – Pressão na câmara de combustão em dois pontos de medição diferentes versus ângulo do virabrequim para a condição de 4500 rpm e 20% de torque no motor original.

Algumas vantagens para a utilização do sensor fora da vela de ignição podem ser numeradas, a seguir:

- Evitar distorções da curva de pressão devido à grande variação térmica na região da vela;
- Maior sensibilidade à ocorrência da detonação quando o sensor é posicionado mais próximo às paredes, uma vez que a massa de mistura não queimada tende a atingir os limites de temperatura para a autoignição ao final do processo de queima;

- O posicionamento do transdutor busca também a região mais fria do cabeçote, próximo às paredes e galerias de água, gerando uma menor deterioração.

Apesar das inúmeras vantagens do uso do sensor de pressão fora da vela de ignição, optou-se por não gerar nova caracterização do motor original visto que as diferenças máximas encontradas no valor de pico na ordem de 5%, pelo sensor na vela e pelo sensor fora da vela de ignição podem ser consideradas pequenas, conforme apresentado na Figura 3.17.

Para todos os casos de medição de pressão no interior do cilindro o sensor é conectado ao amplificador de carga (*indimicro*) para posteriormente o sinal amplificado ser processado digitalmente e alimentar o *software IndCom*. Transdutores de pressão foram instalados no coletor de admissão do cilindro 1 e no coletor de escapamento do cilindro 1. Estes transdutores têm como objetivo determinar com precisão o trabalho de bombeamento, a variação da pressão nestas regiões a montante da válvula de aspiração e a jusante da válvula de exaustão em função do ângulo da manivela. 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 unidimensional do motor, explicitado posteriormente.

A medição da rotação do motor é realizada por um encoder ótico com resolução de 0,1° instalado juntamente à polia de distribuição localizada na árvore de manivelas de forma a capturar o deslocamento angular da mesma. O sinal é sincronizado junto à rotação do virabrequim e permite obter o perfil de pressão em função do ângulo do virabrequim do motor. A sua instalação requer que este esteja isento de batimentos e a sua haste deve ser concêntrica ao suporte de fixação. O *software* utilizado para a análise da combustão, *Indicom*, permite determinar parâmetros tais como: o IMEP (pressão média efetiva indicada), a fração mássica de combustível queimada (MBF) pela integral da taxa de liberação de calor, que é calculada em função da 1ª lei da termodinâmica, e a pressão medida dentro do motor.

A pressão média efetiva indicada (IMEP) é determinada, segundo o *IndiCom*, em função da pressão do cilindro (P_c), dada pela Equação 3.3

$$IMEP = \frac{\int P_c dV}{V_d} \quad (3.3)$$

Onde:

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

P_c : pressão na câmara de combustão [Pa];

v : volume do cilindro [m^3].

Os limites de integração da equação 3.3 são 0° a 720° , o que caracteriza o uso do IMEP *gross*. A taxa de liberação de calor, $\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)$, é determinada pelo *IndiCom* em função da curva de pressão, do ângulo do eixo virabrequim, da razão entre os calores específicos e do volume deslocado e é dado pela Equação 3.4.

$$\frac{dQ(\theta)}{d(\theta)} = \frac{K(\theta)}{K(\theta)-1} \times P(\theta) \times \frac{dV(\theta)}{d(\theta)} + \frac{1}{K-1} \times V(\theta) \times \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \quad (3.4)$$

Onde K é a razão entre C_p e C_v , $V(\theta)$ e $P(\theta)$ o volume deslocado e a pressão no cilindro para uma determinada posição angular do eixo virabrequim.

Através da integração da Equação 3.4 tem-se o calor liberado, $Q(\theta)$. A fração de massa queimada é definida pela Equação 3.5.

$$MBF(\theta) = \frac{Q(\theta)}{Q_t} \quad (3.5)$$

Onde:

$Q(\theta)$: calor liberado em função do ângulo do virabrequim;

Q_t : total de calor liberado.

Segundo BAETA (2006) e HEYWODD (1988), a velocidade da combustão pode ser medida através do MBF 10 – 90 (%), sendo este o mesmo critério adotado pelo *software IndiCom*. Este parâmetro indica a fração de massa queimada de 10% até 90% em graus do virabrequim. Os 10% iniciais e finais são desprezados, pois no início da combustão as condições de turbulência não estão plenamente estabelecidas e o atraso de ignição do combustível pode influenciar neste período. O início da combustão é definido através do MBF 0 -10 (%), sendo o parâmetro zero, definido como o momento da ignição. Já no final da combustão, como a frente de chama se aproxima da parede do cilindro, tem-se uma maior transferência de calor, provocando uma significativa redução de temperatura e conseqüentemente na velocidade de combustão. Velocidade de combustão que é naturalmente diminuída pelo aumento de volume deslocado no cilindro e que leva a menores índices de turbulência. Assim o parâmetro MBF 90-100 (%) representa o fim de

queima onde em 100% toda energia contida no combustível já foi liberada. A Figura 3.18 mostra a fração de massa queimada em função do ângulo do virabrequim como o apresentado por RODRIGUES(2014). Três linhas foram traçadas no gráfico, sendo a linha verde se relacionando ao MBF 10%, onde a projeção desta no eixo das abscissas corresponde a 1 grau de rotação do virabrequim após o PMS na Figura 3.18. A linha vermelha se relaciona ao MBF 90%, onde a projeção desta no eixo das abscissas corresponde a 21 graus de rotação do virabrequim após o PMS. O ponto de MBF 50% encontra-se a aproximadamente dez (10) graus de ângulo do virabrequim. Desta forma para a Figura 3.18 tem-se um tempo total de combustão, MBF (10-90), de 20 graus de virabrequim. Pode-se dividir o tempo total de combustão em duas etapas, sendo a primeira MBF 10-50(%) e a segunda etapa em MBF 50-90 (%).

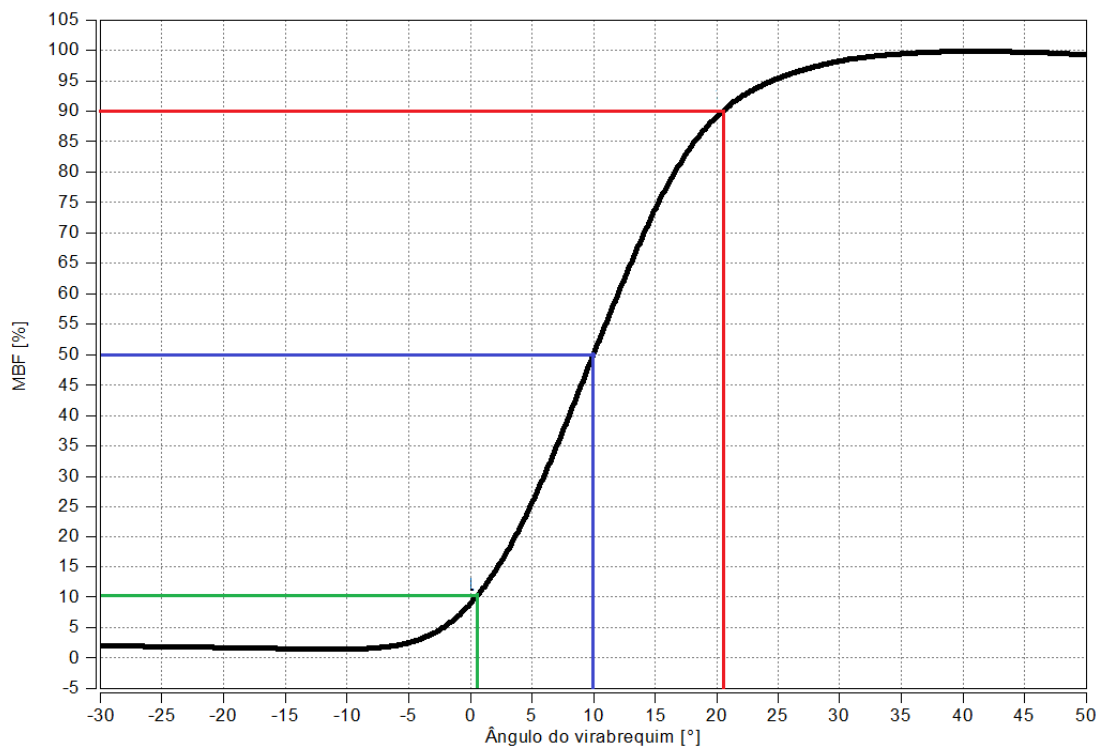


Figura 3.18 – Fração de massa queimada em função do ângulo do virabrequim.
RODRIGUES FILHO (2014).

O *IndiCom* permite que a taxa de liberação de calor possa ser determinada através de dois modelos matemáticos distintos, denominados *thermodynamics 1A* e *thermodynamics 2A*. As diferenças encontradas entre os dois modelos estão relacionadas ao cálculo realizado para determinar os calores específicos, onde no modelo *thermodynamics 2A* são variáveis, já no modelo *thermodynamics 1A* estes são mantidos constantes. Apesar do

coeficiente politrópico ser mantido constante no modelo 1A, o erro associado é minimizado, pois é adotado um maior valor do coeficiente politrópico para mistura fresca em compressão e outro menor para os gases de combustão. Outra diferença observada entre os dois modelos matemáticos é que o modelo *thermodynamics* 2A permite a determinação da temperatura em função do ângulo de virabrequim e o início e fim da combustão como funções pré-definidas denominadas *SOC* (*start of combustion*) e *EOC* (*end of combustion*). No presente trabalho optou-se por utilizar o modelo *thermodynamics* 2A.

3.2.6 – A instrumentação utilizada

Para a realização dos testes de caracterização do motor original e do protótipo de pesquisa, é necessário definir a instrumentação necessária para o sistema de gerenciamento eletrônico e para a sala dinamométrica. Desta forma, o sistema de instrumentação foi dividido em grupos de acordo com a função de cada sistema. O grupo 1 é composto pelo sistema de instrumentação necessário para o funcionamento do sistema de gerenciamento do motor, MoTeC M880. O grupo 2 é composto pelo sistema de instrumentação utilizada pelo banco dinamométrico, para a realização do controle do dinamômetro, bem como a instrumentação integrada ao banco dinamométrico, da marca TCA/HORIBA. O grupo 3 é composto pelo sistema de medição de gases utilizado para a análise de emissões de poluentes. O último, o grupo 4, é composto pelo sistema formado pelo sensor de oxigênio de banda larga e seu indicador, e também pelo sistema de detecção de detonação.

O grupo 1, sistema de instrumentação para o sistema de gerenciamento do motor, é composto por sensores e atuadores, sendo um sensor conjugado de temperatura e pressão do ar, onde o sensor de temperatura do ar é um sensor do tipo termistor NTC, denominado AT, e o sensor de pressão do ar no coletor é do tipo *strain gauge*, denominado MAP; o grupo também consta de demais sensores como um sensor de temperatura do fluido de arrefecimento do motor, denominado ET, que utiliza um termistor do tipo NTC, um sensor de rotação do tipo indutivo instalado no virabrequim do motor para a medição da rotação do motor, denominado REF, como mostrado na Figura 3.19, um sensor de rotação do tipo hall instalado na polia de distribuição da admissão para o sincronismo do motor, denominado SYNC, e um sensor de posição da válvula borboleta fixado no corpo de borboleta composto de um potenciômetro resistivo, denominado TP.



Figura 3.19 – Sensor de Rotação do motor

Os atuadores utilizados no primeiro grupo são compostos por quatro eletroinjetores indiretos que alimentam a câmara principal de combustão e a pré-câmara, denominados INJ 1 a 4. A bobina de ignição original foi trocada por quatro bobinas, onde cada cilindro possui sua bobina individual e utilizam as saídas IGN1 a IGN4 da MoTeC. A eletrobomba de combustível é alimentada por um relé comandado pela saída AUX1 da MoTeC e a alimentação de todos os sensores ativos é realizada pela linha de 5 volts e terra disponíveis na MoTeC. A Figura 3.20 apresenta o diagrama de entradas e saídas da MoTeC M880.

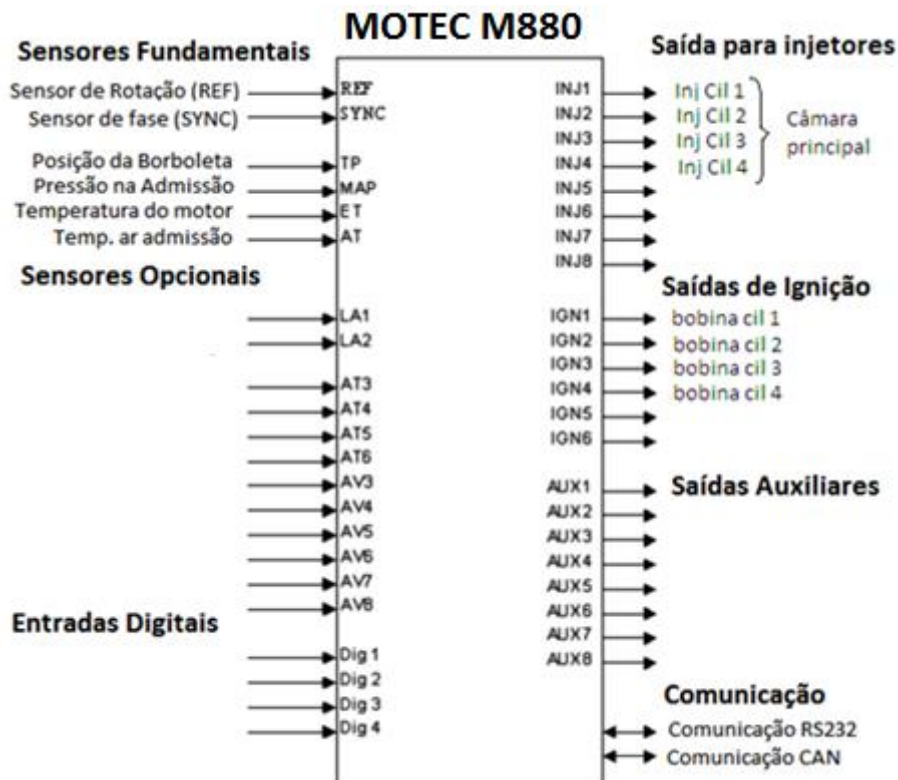


Figura 3.20 – Entradas e saídas da MoTeC M880.

O segundo grupo é composto da instrumentação do próprio banco dinamométrico como descrito:

- Sistema de medição de rotação do dinamômetro utilizando-se um sensor indutivo;
- Sistema de medição de torque de frenagem através de uma célula de carga;
- Sistema de medição da vazão mássica de ar fornecido pela TCA/HORIBA da marca ABB do tipo termal;
- Sistema de medição de vazão mássica do combustível fornecido pela TCA/HORIBA da marca METROVAL do tipo coriolis;
- Sistema de medição de temperatura do ar de admissão, denominado AT2, temperatura de entrada de água de arrefecimento do motor, denominado ETIN, temperatura de saída da água de arrefecimento do motor, denominado ETOUT, temperatura de entrada do ar no cilindro 1, denominado AT3, temperatura do óleo lubrificante no cárter, denominado OT, e de temperatura do combustível utilizado, denominado FT. Para a medição de todas estas temperaturas serão utilizados sensores fornecidos pelo fabricante do tipo PT100;
- Sistema de medição da temperatura dos gases de exaustão, denominado EXHT, onde foi utilizado um sensor fornecido pelo fabricante do tipo termopar tipo K;

- Sistema de medição da umidade relativa na admissão fornecido pelo fabricante do tipo célula capacitiva;
- Sistema de medição da pressão barométrica, através de transdutor de pressão, fornecido pelo fabricante.

Para o conjunto de medições do terceiro grupo, foi utilizado um analisador de gases compacto, denominado PC Multigás, da marca NAPRO. O analisador de gases permite medir a concentração de CO, CO₂, HC e NO_x nos gases de escape. O sensor de medição de NO_x encontrava-se indisponível no momento dos testes, desta forma, a medição deste poluente não foi realizada durante os ensaios.

O quarto grupo é utilizado para a visualização do fator lambda e detecção da detonação. A visualização do fator lambda será realizada através da utilização de uma sonda lambda de banda larga e indicador da marca FUELTECH, sendo denominado LAMBDA 2. O sistema para a detecção do fenômeno da detonação é constituído de um sensor de detonação, uma placa de áudio convencional instalada no computador, um alto falante de agudos para a detecção auditiva de detonação pelo operador e um *software* denominado *Spectrogram* para a análise gráfica do fenômeno da detonação.

3.3 – PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO

Esta etapa contempla a preparação do experimento para a caracterização do protótipo de pesquisa. A caracterização experimental tem como objetivo determinar os ganhos ou perdas obtidos pelo sistema de ignição por lanças operando com carga homogênea em comparação ao motor com sistema de ignição original. Esta caracterização também possibilita determinar e propor soluções futuras para pontos onde foram obtidas perdas de desempenho e/ou emissões. Desta forma, nove pontos de operação foram selecionados para a caracterização do protótipo, sendo que a escolha destes pontos foi baseada em condições de maior utilização do motor. FRIEDL (2014).

A Figura 3.21 mostra os nove pontos selecionados.

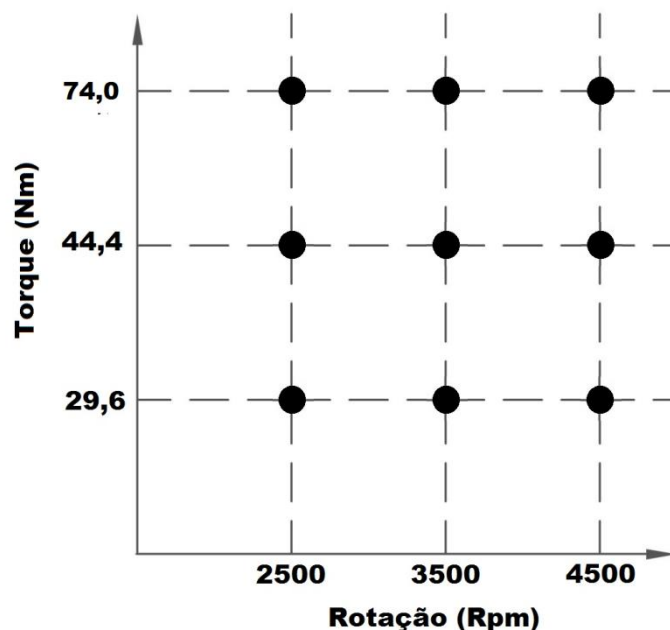


Figura 3.21 – Nove pontos selecionados para a caracterização do motor com o sistema de ignição por lança chamas.

Os valores de torque selecionados de 74,0; 44,4 e 29,6 Nm são denominados respectivamente, 50%, 30% e 20%, do torque máximo do motor original. O valor máximo de torque obtido com este motor nos ensaios foi de 148,0 Nm a 4500 rpm. Nos ensaios de caracterização do motor foi determinado o torque, a rotação, a vazão mássica de ar admitido, o fator lambda, as temperaturas no escapamento, temperaturas do ar admitido pelo motor, do óleo e do líquido de arrefecimento. Para caracterizar as emissões de poluentes, foram medidas as concentrações em percentual de volume dos gases CO, CO₂ e THC. As emissões de NO_x foram determinadas a partir do mecanismo de Zeldovich, cuja a metodologia é explicitada no item 3.8. Por fim, foi medida a pressão no interior da câmara de combustão principal no motor original. Para o sistema de ignição por lança chamas, a pressão foi medida na pré-câmara em todos os testes e na câmara principal em dois testes específicos para o cálculo dos parâmetros de combustão, temperaturas, NO_x e determinação de condições de contorno para os modelos numéricos unidimensionais realizados.

3.3.1 – Grandezas calculadas e medidas nos ensaios dinamométricos

Os testes dinamométricos são realizados para os pontos apresentados na Figura 3.21, sendo que em todos os testes, para cada ponto ensaiado, são medidas ou determinadas as seguintes grandezas:

- Torque;
- Rotação;
- Consumo específico de combustível (SFC);
- Vazão mássica de ar;
- Vazão mássica de combustível;
- Temperatura do ar de admissão;
- Temperatura de entrada da água de arrefecimento;
- Temperatura de saída da água de arrefecimento;
- Temperatura de saída dos gases de escapamento;
- Pressão de entrada de ar no cilindro 1;
- Pressão de saída de gases no cilindro 1;
- Fator Lambda;
- Concentração volumétrica de CO nos gases de escapamento;
- Concentração volumétrica de CO₂ nos gases de escapamento;
- Concentração volumétrica de HC nos gases de escapamento.

3.3.2 – Determinação das incertezas de medição

Para todas as grandezas medidas é determinada a incerteza de medição de acordo com a metodologia proposta por ALBERTAZZI (2009). Os dados para o cálculo desta incerteza são obtidos de uma calibração do sistema de medição, do certificado de calibração fornecido pelo fabricante ou dos manuais dos equipamentos. A incerteza padrão, incerteza combinada e incerteza padrão da amostra encontram-se no apêndice 1, anexado ao trabalho. Foram realizados 3 testes com 10 amostras para dados de desempenho por ponto; para dados de combustão tem-se 100 amostras por ponto e para a emissão de poluentes tem-se 3 amostras por ponto. Em todas as análises foi utilizada uma curva média dos dados obtidos experimentalmente.

3.3.3 – Metodologia dos testes para caracterização do protótipo

A metodologia experimental para a realização dos testes de caracterização do protótipo é dividida em duas etapas.

3.3.3.1 – Etapa 1 – Testes com motor original

Os testes com o motor original representam a primeira etapa do trabalho e têm como

objetivo obter as curvas de referência do motor operando com mistura estequiométrica, utilizando a razão de compressão original, gasolina tipo C (E25) e central de injeção/ignição reprogramável MoTec M880. Os procedimentos envolvidos para o levantamento das curvas originais podem ser citados:

- O planejamento dos ensaios dinamométricos segundo as normas NBR ISO 1585 e NBR 6601 da Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT;
- O amaciamento do motor original seguindo a metodologia proposta pelo fabricante do motor;
- O levantamento das curvas de referência de torque, potência, consumo específico de combustível (SFC), emissões de poluentes CO, HC e CO₂ e pressão da câmara principal para 20% 30% e 50% do torque máximo do motor utilizando gasolina C (E25) e lambda 1,00.

Ao final desta etapa, obtiveram-se os parâmetros do motor original que são utilizados para comparação e referência com o motor provido do sistema de ignição por lanças. O motor original foi ensaiado com 100% de borboleta (plena carga), 50% do torque máximo, 40% do torque máximo, 30% do torque máximo e 20% do torque máximo. Toda a calibração realizada para o motor original com MoTec M880 foi realizada para obter-se o maior MBT/LDI.

Para a obtenção das curvas originais, foram necessárias algumas adequações entre o motor e o banco dinamométrico, tais como a modificação do acoplamento entre o dinamômetro e motor, a adaptação do sistema de arrefecimento do motor pelo dinamômetro, a adaptação do sistema de lubrificação do motor, entre outras.

3.3.3.2 – Etapa 2 – Testes e calibração do motor com o sistema de ignição por lanças com carga homogênea

Todos os testes com o motor provido do sistema de ignição por lanças com mistura homogênea foram realizados com gasolina tipo C. Os procedimentos envolvidos para o levantamento das curvas com o sistema de ignição por lanças com carga homogênea incluem:

- Calibração e ajuste do sistema de gerenciamento eletrônico com razão de compressão de 9,5:1, utilizando como combustível a gasolina C e fator lambda 1,00; 1,10; 1,20 e 1,30.
- Levantamento das curvas de torque, potência e consumo específico de

combustível (SFC) para 20%, 30% e 50% do torque máximo do motor e lambda 1,00, 1,10, 1,20 e 1,30.

- Levantamento das emissões de poluentes CO, HC e CO₂ com o sistema de ignição por lança chamas e carga homogênea para 20%, 30% e 50% do torque máximo do motor com lambda 1,00, 1,10, 1,20 e 1,30.
- Levantamento das curvas de pressão tanto na pré-câmara, quanto na câmara principal para 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo do motor com lambda 1,00.
- Levantamento das curvas de pressão na pré-câmara para 20%, 30% e 50% do torque máximo do motor com lambda 1,10, 1,20 e 1,30.

3.4 – METODOLOGIA TEÓRICA PARA DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DOS GASES NA PRÉ-CÂMARA

A determinação da temperatura na pré-câmara é de fundamental importância, pois o sistema de ignição por lança chamas operando com uma temperatura acima da especificada pode acarretar em:

- Aumento da probabilidade de detonação;
- Elevação de emissões de NO_x;
- Aumento na probabilidade de pré-ignição;
- Possibilidade de limitação de desempenho;
- Aumento dos esforços;
- Deformação/quebra do sistema;

Desta forma, um modelo analítico unidimensional foi desenvolvido a partir das equações de conservação da massa e da equação de estado (gás ideal) com o objetivo de determinar a temperatura dos gases de combustão na pré-câmara. Como estas equações foram alimentadas a partir de dados experimentais, a pressão no sistema já se relaciona diretamente com a temperatura e torna-se desnecessário determinar a temperatura através da quantidade de calor obtida da equação da conservação da energia. O domínio desta equação obtida é válido para o tempo de duração da combustão na pré-câmara. A Figura 3.22 apresenta um esquema simplificado do volume de controle utilizado para o balanço de massa e energia dentro do motor.

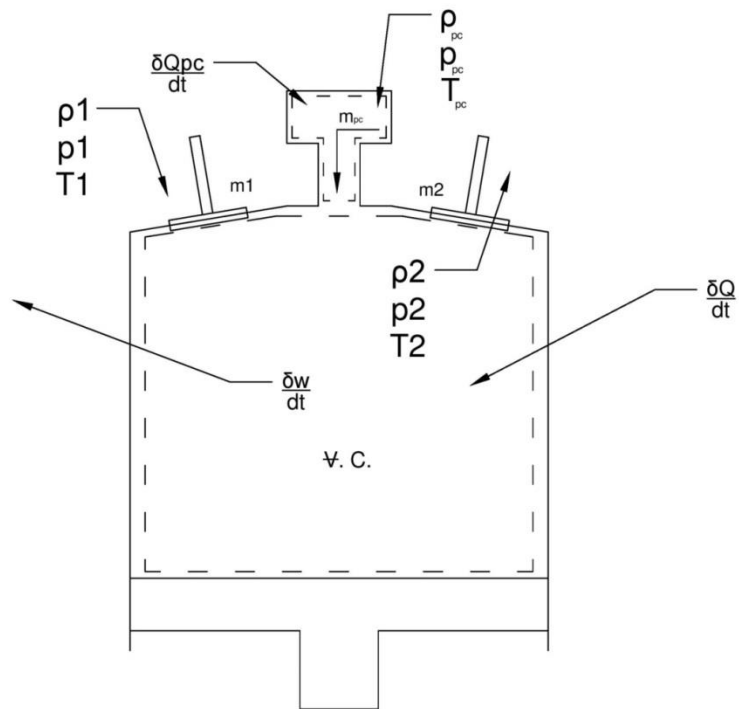


Figura 3.22 – Desenho esquemático do volume de controle da pré-câmara e da câmara principal.

Hipóteses básicas adotadas para a obtenção das equações:

- Escoamento transiente, compressível, unidimensional (1D);
- As propriedades no interior do volume de controle são uniformes;
- O fluido no volume de controle está no estado gasoso e segue a equação do gás ideal;
- O combustível é injetado já na fase gasosa e segue a equação do gás ideal.

Equação da conservação da massa:

$$\left. \frac{dm}{dt} \right|_{sist} = \frac{\delta}{\delta t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho \vec{V} d\vec{A} \quad (3.6)$$

Assumindo a conservação da massa no sistema, tem-se:

$$-\frac{\delta}{\delta t} \int_{VC} \rho dV = \int_{SC} \rho \vec{V} d\vec{A} - \dot{m}_{PC} \quad (3.7)$$

Fazendo a entrada de massa na superfície de controle 1 e a saída de massa na superfície de controle 2, tem-se:

$$-\frac{\delta}{\delta t} \int_{\forall C} \rho d\forall = \int_{A_1} \rho_1 \vec{V}_1 d\vec{A} + \int_{A_2} \rho_2 \vec{V}_2 d\vec{A} - \dot{m}_{PC} \quad (3.8)$$

Integrando ao longo do volume de controle, considerando uma distribuição homogênea no interior do mesmo e fazendo $\rho_2 = \rho$ tem-se:

$$-\frac{d(\rho\forall)}{dt} = -\dot{m}_1 + \dot{m}_2 - \dot{m}_{PC} \quad (3.9)$$

Onde:

$\dot{m}_1 \rightarrow$ *fluxo de massa (mistura) que entra no $\forall C$ (admissão)*

$\dot{m}_2 \rightarrow$ *fluxo de gás queimado que sai do $\forall C$ (escape)*

$\dot{m}_{PC} \rightarrow$ *fluxo de gás fornecido pela pré – câmara que entra no $\forall C$*

$$\rho \frac{d\forall}{dt} + \forall \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{PC} - \dot{m}_2 \quad (3.10)$$

Dividindo pelo volume tem-se:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{\forall} \left(\dot{m}_1 + \dot{m}_{PC} - \dot{m}_2 - \rho \frac{d\forall}{dt} \right) \quad (3.11)$$

Para a câmara de combustão principal a partir do momento de ignição na pré-câmara, desconsiderando a entrada e saída de massa pelas válvulas.

$$-\frac{d(\rho\forall)}{dt} = \dot{m}_{PC} \quad (3.12)$$

Após o desenvolvimento matemático da equação 3.12 tem-se:

$$\frac{d\rho}{dt} = -\frac{1}{\forall} \left(\dot{m}_{PC} + \rho \frac{d\forall}{dt} \right) \quad (3.13)$$

Trocando a variável t pela variável θ .

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega \quad (3.14)$$

Isolando dt .

$$dt = \frac{d\theta}{\omega} \quad (3.15)$$

$$\frac{d\rho}{d\theta} = -\frac{1}{V\omega} \left(\dot{m}_{pc} + \rho\omega \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (3.16)$$

Como dito anteriormente, o termo \dot{m}_{pc} representa a vazão mássica dos gases que saem da pré-câmara e iniciam a combustão na câmara principal. A determinação da vazão mássica dos gases de saída foi realizada através da metodologia de cálculo proposta por ZUCROW E HOFFMAN (1976), denominado modelo de escoamento isentrópico. Este modelo é utilizado para escoamento unidimensional, compressível, de área variável e com entropia constante, sendo a base de vários outros modelos descritores de orifícios, bocais, tubos Venturi, válvulas, compressores e turbinas onde haja escoamento de gás para números de Mach acima de 0,3. Para o escoamento subsônico entre a câmara de combustão principal do motor e a pré-câmara de ignição tem-se:

$$\dot{m}_{pc} = \left(\frac{P_{stag} \cdot A_t}{A_f} \right) \cdot \left(\frac{P_t}{P_{stag}} \right)^{\frac{1}{\gamma_f}} \left\{ \frac{2 \cdot \gamma_f^2}{\gamma_f - 1} \left[1 - \left(\frac{P_t}{P_{stag}} \right)^{\frac{(\gamma_f - 1)}{\gamma_f}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.17)$$

Onde:

\dot{m}_{pc} : vazão mássica [kg/s];

P_{stag} : pressão de estagnação [Pa];

P_t : pressão a jusante do escoamento [Pa];

A_t : Área da seção transversal da passagem do gás [m²];

γ_f : relação entre calores específicos do ar;

A_f : velocidade do som no meio [m/s].

Para a determinação da temperatura foi necessário o uso da equação de estado assim tem-se:

$$P = \rho RT \quad (3.18)$$

Tirando o logaritmo e derivando em relação ao ângulo do virabrequim.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P}{\rho} \frac{d\rho}{d\theta} + \frac{P}{R} \frac{dR}{d\theta} + \frac{P}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (3.19)$$

Onde:

$$R = \sum_{i=1}^n c_i R_i \quad (3.20)$$

$$\frac{dR}{d\theta} = \sum_{i=1}^n R_i \frac{dc_i}{d\theta} \quad (3.21)$$

C_i = concentração mássica da espécie química i ;

R_i = constante do gás i ;

n = número de espécies consideradas;

As equações gerais obtidas necessitam de simplificações para sua utilização e são apresentadas a seguir.

Para a Conservação da Massa a equação utilizada já foi simplificada e é representada pela equação 3.16. Para a equação de estado apresentada pela equação 3.19, tem-se que a taxa de variação da constante do gás em relação ao ângulo do virabrequim é nula e através de algumas manipulações da equação tem-se:

$$\frac{P}{T} \frac{dT}{d\theta} = \frac{dP}{d\theta} - RT \frac{d\rho}{d\theta} \quad (3.22)$$

Substituindo a equação 3.16, e cancelando o termo de variação de volume na pré-câmara na equação 3.22, tem-se:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{T_i}{P} \left(\frac{dP}{d\theta} - \frac{RT \dot{m}_{pc}}{\omega V_{pc}} \right) \quad (3.23)$$

Como na entrada e saída de massa na pré-câmara tem-se perda de carga diferente, um termo denominado coeficiente de descarga na entrada (Cd_{in}) e na saída de massa (Cd_{out}) é proposto. Assim, a equação da taxa de variação da temperatura com o ângulo do virabrequim pode ser expressa de duas formas, para enchimento tem-se:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{T_i}{P} \left(\frac{dP}{d\theta} - \frac{RT \cdot Cd_{in} \cdot \dot{m}_{pc}}{\omega V_{pc}} \right) \quad (3.24)$$

Assumindo $Cd_{in} = 0,15$.

Para o descarregamento tem-se:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{T_i}{P} \left(\frac{dP}{d\theta} - \frac{RT \cdot Cd_{out} \cdot \dot{m}_{pc}}{\omega V_{pc}} \right) \quad (3.25)$$

Assumindo $Cd_{out} = 0,60$.

Através da integração das equações 3.24 e 3.25 é possível determinar o perfil de temperatura do gás na pré-câmara durante o enchimento e descarregamento.

3.5 – METODOLOGIA NUMÉRICA PARA OBTENÇÃO DE PARAMETROS DE ESCOAMENTO E DE COMBUSTÃO NA PRÉ-CÂMARA E CÂMARA PRINCIPAL COM VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

A simulação computacional unidimensional é usada para auxiliar na investigação e caracterização do sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea. Parâmetros como a curva de pressão na câmara principal, a fração de massa queimada (MBF), o raio e a área da chama são obtidos utilizando a simulação unidimensional. Assim, o *software GT Power* foi selecionado para a implementação de um modelo unidimensional do sistema proposto. As simulações foram realizadas com o intuito de melhorar a compreensão do sistema de ignição por lança chamas e auxiliar em seu desenvolvimento. O desenvolvimento desta simulação numérica foi realizado por alunos de iniciação científica utilizando dados experimentais de caracterização do protótipo.

3.5.1 – Modelagem do escoamento de ar

O modelo matemático utilizado envolve a solução das equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia unidimensionais, obtendo-se valores médios na direção do fluxo. As equações 3.26, 3.27 e 3.28 obtidas através do manual do *software GT Power* representam as equações da conservação da massa, energia e quantidade de movimento respectivamente.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{boundaries} \dot{m} \quad (3.26)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{boundaries} (\dot{m}H) - h A_s (T_{fluid} - T_{wall}) \quad (3.27)$$

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{boundaries} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad (3.28)$$

Onde:

\dot{m} : fluxo de massa na fronteira do volume de controle [kg/s];

m : massa contida no volume [kg];

V : volume [m³];

p : pressão [Pa];

ρ : massa específica [kg/m³];

A : área de fluxo [m²];

A_s : área de transferência de calor [m²];

e : energia interna total por unidade de massa [J/kg];

H : entalpia total [J/kg];

h : Coeficiente convectivo de transferência de calor [W/m².K];

T_{fluid} : temperatura do fluido [K];

T_{wall} : temperatura da parede [K];

u : velocidade na fronteira [m/s];

CF : Coeficiente do fator de rugosidade;

Cp : coeficiente de perda de carga;

D : diâmetro equivalente [m];

dx : Comprimento do elemento de massa na direção do fluxo [m];

dp : pressão diferencial na direção x [Pa].

As variáveis escalares como pressão, temperatura, densidade, energia interna, entalpia, entre outras, são consideradas como uniformes ao longo de cada volume. As variáveis vetoriais como o fluxo de massa e velocidade são calculadas para cada fronteira. Este tipo de discretização é referida como uma “rede escalonada”, sendo mostrada na Figura 3.23.

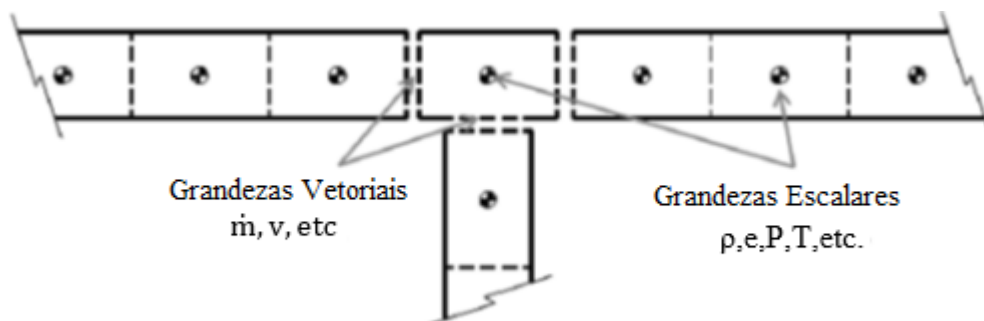


Figura 3.23 – Esquema da malha onde as grandezas vetoriais são determinadas nas fronteiras e as grandezas escalares determinadas no centróide.

Para modelar o escoamento de ar para dentro do motor, alguns dados específicos foram inseridos no programa. A geometria do sistema de admissão e escape foi aproximada por tubos e divisores de fluxo e discretizada com dx (comprimento de cada sub-volume), sensível o suficiente para detectar as variações de pressão necessárias. Dados geométricos do motor também foram necessários, tais como: diâmetro do cilindro, curso do pistão, comprimento da biela, taxa de compressão, entre outros. Outros dados de entrada foram o coeficiente de descarga e *lift* das válvulas.

Foram realizadas as primeiras simulações, sendo do tipo TPA (análise em três pressões), onde as pressões na admissão e descarga são assumidas como condição de contorno. Dados experimentais do mapa de injeção, vazão de combustível e de ar foram necessários para a calibração da eficiência volumétrica e transferência de calor do modelo inicial. Estas simulações iniciais foram importantes para realizar uma boa estimativa da fração dos gases remanescentes, dado que não foi obtido experimentalmente e é útil em simulações posteriores. A simulação TPA é realizada da seguinte forma:

1. No início do ciclo, um cálculo aproximado da taxa de queima é obtido para realizar algumas suposições sobre a transferência de calor no modelo.
2. O resultado da taxa de queima é utilizado durante os próximos ciclos na simulação e a taxa definitiva de transferência de calor é obtida e armazenada.
3. A taxa de queima é recalculada em função da nova taxa de transferência de calor obtida e todos os resultados são armazenados.
4. A taxa final de queima é aplicada durante os próximos ciclos simulados para possibilitar uma comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os resultados obtidos através da simulação.

3.5.2 - Modelagem da combustão

Para a simulação do motor com o sistema de ignição por lança chamas, um modelo padrão do *software GT POWER*, que utiliza o cálculo da taxa de queima de combustível com base na velocidade da propagação de chama foi utilizado. Para realizar este cálculo é necessário a geometria da câmara de combustão, a posição da vela de ignição e os dados relacionados ao combustível utilizado e a velocidade laminar de chama. A Figura 3.24 mostra o volume interno da câmara de combustão.

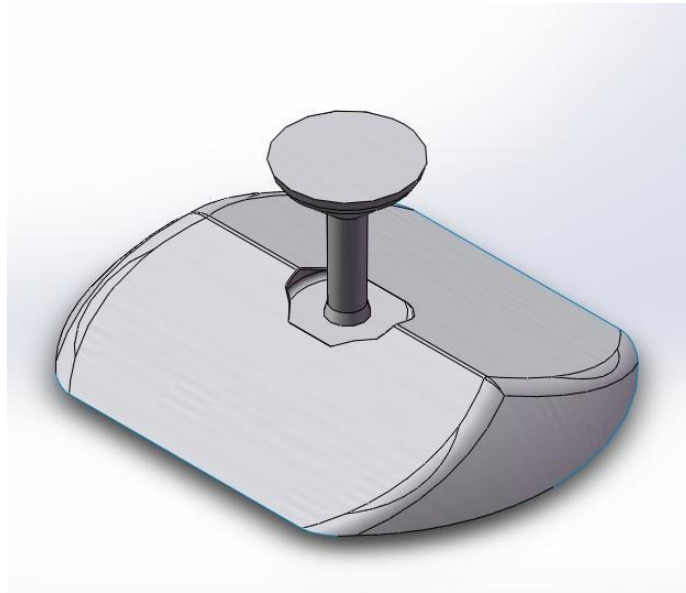


Figura 3.24 – Volume interno da câmara de combustão (pré-câmara + câmara principal).

Este modelo possui três simplificações importantes que se aplicam de forma razoável para o motor escolhido: a pressão é constante dentro de todo o volume de controle; a mistura é homogênea ao longo de todo o volume de controle (pré-misturada homogênea); a frente de chama se propaga na forma de uma superfície esférica com o centro inicialmente localizado no eletrodo da vela de ignição da pré-câmara, movendo-se de acordo com a geometria da câmara de combustão. A geometria da câmara de combustão e vela de ignição são dados de entrada no *software* e utilizados para calcular a área e o raio de chama.

Desta forma, é possível estimar a taxa de queima de combustível com boa exatidão. Após a calibração correta com os dados experimentais, o modelo é capaz de prever a pressão no interior do cilindro em várias outras condições de funcionamento e pode ser utilizado para determinar o avanço de ignição, o torque máximo para uma dada condição, consumo específico de combustível e prever o efeito da alteração do fator lambda.

A calibração do modelo de combustão foi feita com os dados experimentais para as seguintes condições de operação: 2500 rpm com 30% do torque máximo e 4500 rpm, com 50% do torque máximo, ambas com mistura estequiométrica.

Para a calibração, três parâmetros foram variados:

- O tempo de transição do regime laminar para turbulento de combustão;

- A velocidade da chama turbulenta;
- A espessura da frente da chama.

A calibração do modelo foi realizada visando a redução do erro entre os resultados numéricos e os valores medidos de pressão e de massa do combustível queimado, tendo em conta o valor do ângulo em que a 50% de massa de combustível queimada ocorre (MBF 50%). Outros fatores também foram levados em consideração, como ângulo de pressão máxima e o valor máximo de pressão.

No modelo é necessário informar as características de admissão do ar, de combustível e de gases residuais no cilindro. Assim, foi necessária a introdução da eficiência volumétrica, da massa de combustível no interior do cilindro por ciclo e da fração de gás residual.

3.5.3 – Equações governantes

Neste modelo, a velocidade de combustão é determinada pela velocidade de propagação da chama. A velocidade de propagação da chama é a soma vetorial da velocidade de chama e o fluxo. No cilindro, a combustão é inicialmente modelada como laminar, tornando-se turbulenta posteriormente. O valor da velocidade de chama laminar é dada pela Equação 3.29 e foi obtida do manual do *software GT POWER*.

$$S_L = (B_m + B_\Phi(\Phi - \Phi_m)^2) \left(\frac{T_u}{T_{ref}} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^\beta (1 - 2.06(Dilution)^{DEM0.77}) \quad (3.29)$$

Onde:

S_L : velocidade laminar de chama;

B_m : velocidade máxima laminar;

B_Φ : constante da velocidade laminar de queima;

Φ : fator Φ (fator combustível/ar);

Φ_m : razão de equivalência na velocidade máxima;

p : pressão;

p_{ref} : pressão de referência;

T_{ref} : temperatura de referência;

T_u : temperatura do gás não queimado;

$Dilution$: fração mássica residual na zona não queimada;

α : expoente de temperatura;

β : expoente da pressão;

DEM : multiplicador do expoente da diluição.

A velocidade laminar de chama é função da pressão, da temperatura e da quantidade de mistura não queimada para um determinado combustível. Alguns destes parâmetros são obtidos experimentalmente. Como o combustível utilizado nos testes é a gasolina tipo C (E25), este combustível não está disponível como uma opção pré-definida do *software*. Assim, uma metodologia foi utilizada para calcular os coeficientes para o combustível, sem utilizar uma abordagem experimental. Uma aproximação foi proposta por MACHADO (2012), onde “as estimativas de velocidade laminar da chama da mistura no estado padrão são obtidas a partir da combinação linear de cada componente de velocidade da chama ponderada pelas frações molares de mistura”. O modelamento tem como objetivo de avaliar a viabilidade da utilização deste tipo de modelagem de combustão, sendo que os expoentes de dependência de temperatura e pressão foram obtidos de forma similar.

A taxa de entrada de massa para frente de chama e a taxa de queima são regidos pelas equações 3.30; 3.31 e 3.32, propostas pelo fabricante do *GT POWER* e são respectivamente:

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_e (S_T + S_L) \quad (3.30)$$

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau} \quad (3.31)$$

$$\tau = \frac{\lambda}{S_L} \quad (3.32)$$

Onde:

M_e : entrada de massa da mistura não queimada;

t : tempo

ρ_u : massa específica não queimada

A_e : área da superfície da borda da frente de chama;

S_T : velocidade da chama turbulenta;

S_L : velocidade da chama laminar;

M_b : massa queimada;

τ : constante de tempo;

λ : comprimento da micro escala de Taylor.

Estas equações indicam que a mistura de combustível não queimada e ar é arrastado para frente de chama através da área da chama, a uma velocidade proporcional à soma das velocidades de chama turbulentas e laminares. A velocidade de combustão é proporcional à quantidade de mistura não queimada atrás da frente da chama, $(M_e - M_b)$, dividida por uma constante de tempo, τ . A constante de tempo é calculada dividindo o micro escala Taylor, λ , pela velocidade da chama laminar, segundo o manual do *GT POWER*.

3.5.4 - Dados experimentais para a validação do modelo

As medições de pressão foram realizadas na pré-câmara de combustão usando uma vela de ignição instrumentada com o transdutor de pressão. Existe uma diferença entre a pressão na pré-câmara e a da câmara principal, sendo que esta diferença torna-se significativa no início da combustão da pré-câmara. Desta forma, existe um fluxo de gases da pré-câmara para a câmara principal. À medida que a pressão no modelo numérico é assumida como constante durante toda a transferência de massa entre as câmaras, uma diferença entre a pressão calculada e a medida deve ser esperada durante a combustão, mesmo que as taxas de combustão sejam idênticas. Assim, a massa de combustível queimado (MBF) foi utilizada como um dos critérios numéricos de validação do modelo.

3.6 – METODOLOGIA PARA ANÁLISE DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DA PRÉ-CÂMARA

Um dos grandes problemas encontrados no desenvolvimento do sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea foi o superaquecimento da pré-câmara, uma vez que a combustão inicial ocorre em seu interior. Este superaquecimento compromete o sistema de ignição por lança chamas, pois favorece a ocorrência da detonação, favorece um provável aumento no índice de emissões de NO_x e causa deformações não desejáveis no sistema. A Figura 3.25 apresenta um sistema de ignição por lança chamas com superaquecimento. GOMES (2004) e SÀ (2001).

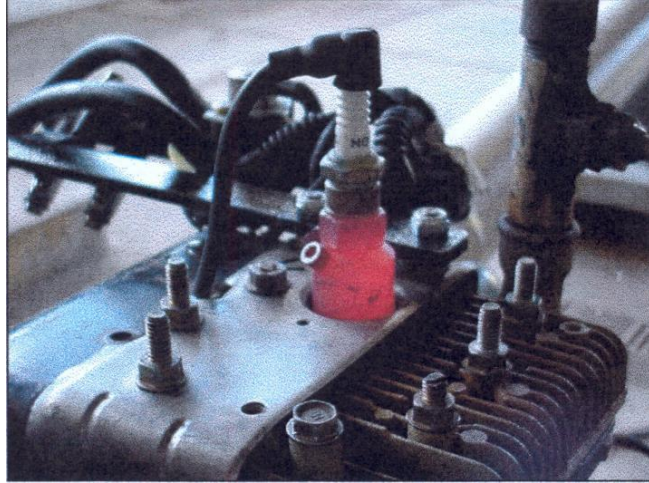


Figura 3.25 – Sistema de ignição por lança chamas com superaquecimento na pré-câmara. SÀ (2001).

Deste modo, a necessidade de melhoria no processo de refrigeração da pré-câmara é eminente e deve ser feita para que o sistema de ignição por lança chamas opere de forma satisfatória a fim de atender as demandas ambientais e de desempenho que se pretende alcançar.

No motor analisado, pelo fato de não haver calor retirado pela evaporação do combustível, apresenta-se uma condição mais crítica de trabalho. Desta forma, é interessante desenvolver uma metodologia que permita obter as condições necessárias para estimar a distribuição de temperatura na pré-câmara, bem como possibilitar a melhoria do sistema de arrefecimento, através de uma análise numérica. Assim, através de um modelo numérico foi analisada a distribuição média de temperatura na pré-câmara, sua influência sobre a temperatura da água ao seu redor para duas condições de funcionamento simuladas do motor e a temperatura média máxima em regime transiente.

O sistema de arrefecimento analisado utiliza a galeria de arrefecimento do próprio motor, permitindo a circulação do fluido de arrefecimento em torno da parede da pré-câmara, como mostra a Figura 3.26.

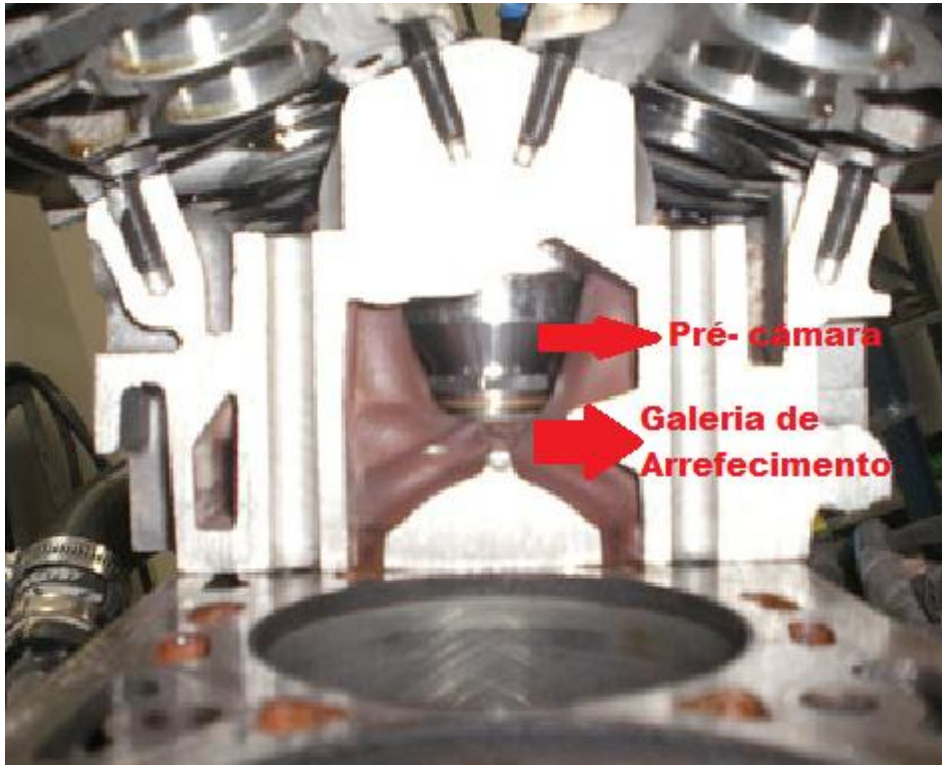


Figura 3.26 – Galeria de arrefecimento do motor para arrefecimento da pré-câmara instalada.

Para análise da transferência de calor na pré-câmara a partir de um modelo real do cabeçote, foi feito um desenho tridimensional em *software* comercial, *SolidWorks*, como apresentado na Figura 3.27.

O *software FLUENT* na sua forma tridimensional foi utilizado para a análise do arrefecimento da pré-câmara, sendo definido para isto um domínio computacional tridimensional.

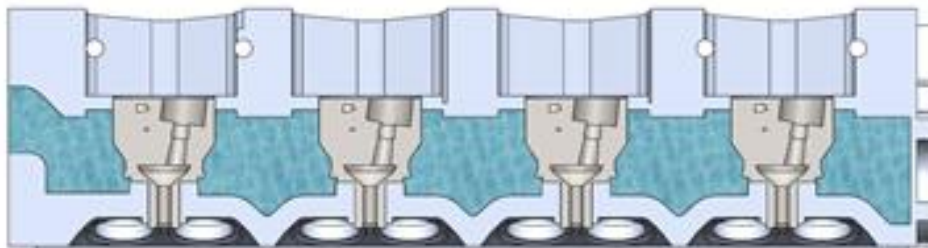


Figura 3.27 – Galeria de arrefecimento do próprio motor com a circulação do fluido de arrefecimento em torno da pré-câmara construída no *SolidWorks*.

Para redução do custo computacional, optou-se por não analisar a transferência de calor no cabeçote. Além disso, a vela de ignição foi desconsiderada do tratamento computacional. Inicialmente, foi extraído o volume interno do cabeçote, que é denominado de região fluida, apresentado na Figura 3.28. Posteriormente, foi gerada a pré-câmara de combustão, denominada de região sólida, como apresentada na Figura 3.29.

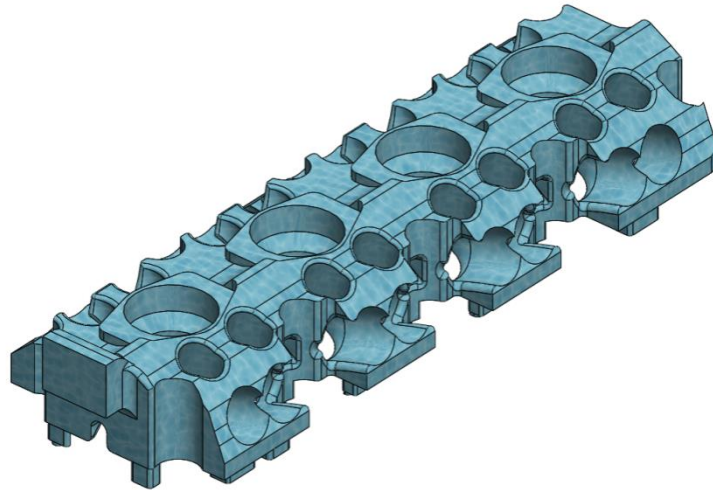


Figura 3.28 – Volume interno do cabeçote denominada região fluida.

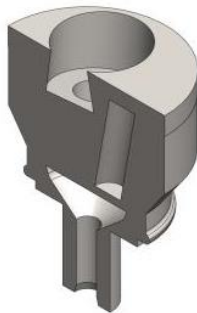


Figura 3.29 – Pré-câmara de combustão denominada região sólida.

Desta forma, foi gerado o domínio computacional, sendo este entre a junção da região fluida e sólida, como mostrado na Figura 3.30.



Figura 3.30 – Domínio computacional para modelo numérico – Região sólida e região fluida.

O próximo passo é geração da malha do domínio computacional. As Figuras 3.31 e 3.32 apresentam a malha utilizada nas quatro pré-câmaras e a malha com maior detalhamento em seu refinamento, respectivamente.

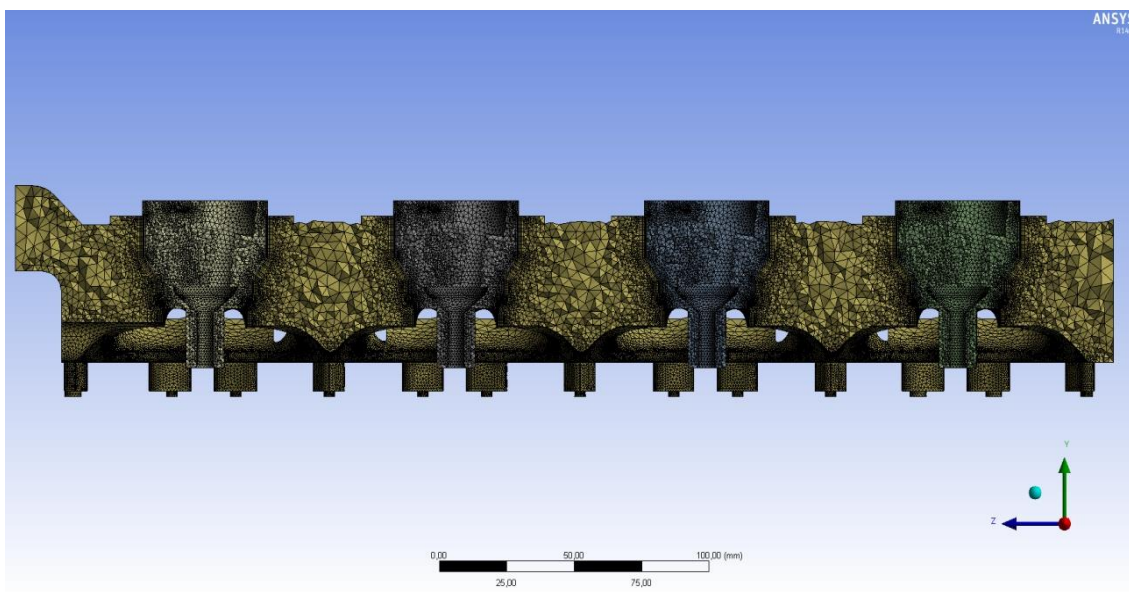


Figura 3.31 – Malha computacional utilizada para análise do sistema de arrefecimento.

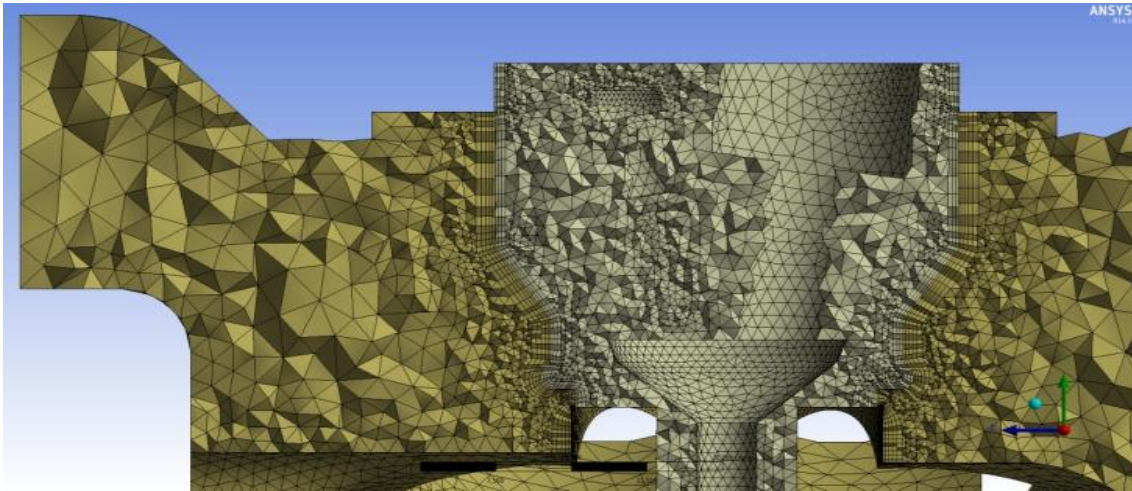


Figura 3.32 – Detalhamento da malha computacional utilizada.

Através da Figura 3.32 pode-se perceber um maior número de elementos de malha na fronteira entre a região fluida e sólida, local onde os fenômenos de difusão ocorrem, sendo necessário um maior refinamento de malha nesta região. A Tabela 3.3 apresenta um resumo das características da malha computacional utilizada.

Para obter a malha independente do resultado numérico, foi realizado um detalhado teste de malha, obtendo-se finalmente a malha com as características apresentada na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Características da malha computacional utilizada

Malha	
Quantidade de elementos	1.619.922
Quantidade de nós	445926
Comprimento característico (mm)	0,89
Qualidade ortogonal	0,841±0,104
Qualidade dos elementos	0,767±0,158
Simetria	0,275±0,144
Razão de aspecto	2,56±[(16,4)]

Para a obtenção das condições de contorno experimentais foram analisadas duas condições de operação na bancada dinamométrica como apresentada na Tabela 3.4. Além da bancada dinamométrica foi necessário a utilização de uma instrumentação composta de:

- Sensor de vazão de ar;
- Sensor de vazão de combustível;

- Sensor de pressão na pré-câmara de combustão;
- Sensor de pressão na descarga.

Tabela 3.4 – Condições dos testes

	Condição 1	Condição 2
Rotação	2500 rpm	4500 rpm
Torque	44,4 Nm	74,0Nm
Lambda	1,0	1,0

Desta forma, obteve-se as curvas experimentais de pressão na pré-câmara para todo o ciclo do motor e a curva de temperatura para uma região de operação, entre -60° e 156° do ângulo de manivela. As Figuras 3.33 e 3.34 mostram os resultados da pressão obtidos pelo *IndiCom* e a temperatura do gás obtida modelagem da seção 3.4 para a condição 1 e condição 2, respectivamente, apresentados na Tabela 3.4.

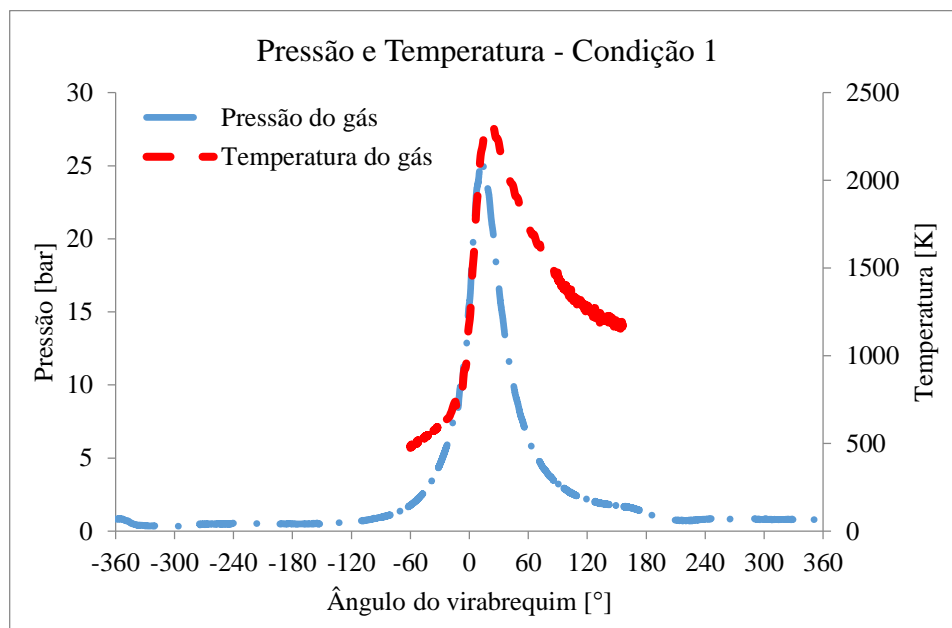


Figura 3.33 – Pressão e temperatura do gás no cilindro para a condição 1.

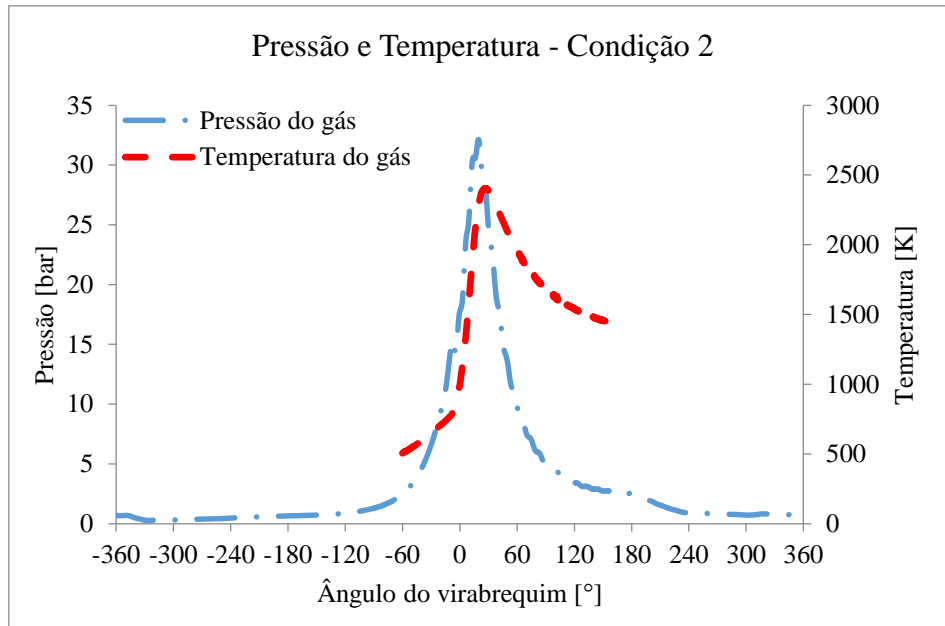


Figura 3.34 – Pressão e temperatura do gás no cilindro para a condição 2.

Devido à abertura das válvulas a partir dos 156° DPMS, foi necessário calcular a massa que sai do cilindro em função do ângulo do virabrequim para a extrapolação da temperatura do gás de exaustão após a abertura da válvula de exaustão. Para isto, utilizou-se a equação 3.33, derivada da análise de um escoamento isentrópico unidimensional, apresentada por HEYWOOD (1988).

$$\dot{m} = C_d \left[\frac{P_{stag} \cdot A_t}{A_f} \right] \cdot \left(\frac{P_t}{P_{stag}} \right)^{\frac{1}{\gamma_f}} \left\{ \frac{2 \cdot \gamma_f}{\gamma_f - 1} \left[1 - \left(\frac{P_t}{P_{stag}} \right)^{\frac{(\gamma_f - 1)}{\gamma_f}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.33)$$

Onde:

\dot{m} : vazão mássica [kg/s];

P_{stag} : pressão de estagnação [Pa];

P_t : pressão a jusante do escoamento [Pa];

A_t : Área da seção transversal da passagem do gás [m²];

γ_f : relação entre calores específicos do ar;

A_f : velocidade do som no meio [m/s];

C_d : coeficiente de descarga.

A partir dessa equação, sabendo-se a pressão no escapamento, a pressão no cilindro e a área da seção transversal de passagem do gás, foi possível estimar a saída de massa em função do ângulo de virabrequim. Posteriormente, a partir da equação 3.34, foi possível estimar a temperatura do gás dentro do cilindro para o restante do ciclo.

$$T_g = \frac{pV_\omega}{Rm} \quad (3.34)$$

Onde:

V_ω : volume de controle [m³];

p : pressão do gás [Pa];

R : constante do gás [J/kg.K].

m : massa de gás no interior do volume de controle [kg].

Após a solução dessas equações, obtiveram-se resultados de temperatura para o restante do ciclo (de 156° a 360°). Estas temperaturas extrapoladas são mostradas nas Figuras 3.35 e 3.36 para as duas condições, respectivamente.

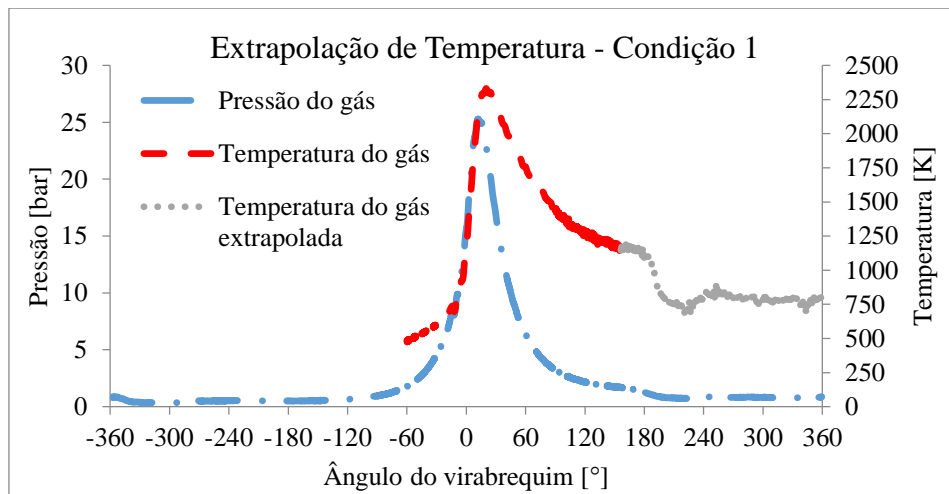


Figura 3.35 – Temperatura do gás obtida teoricamente para o restante do ciclo (temperatura extrapolada) para a condição 1.

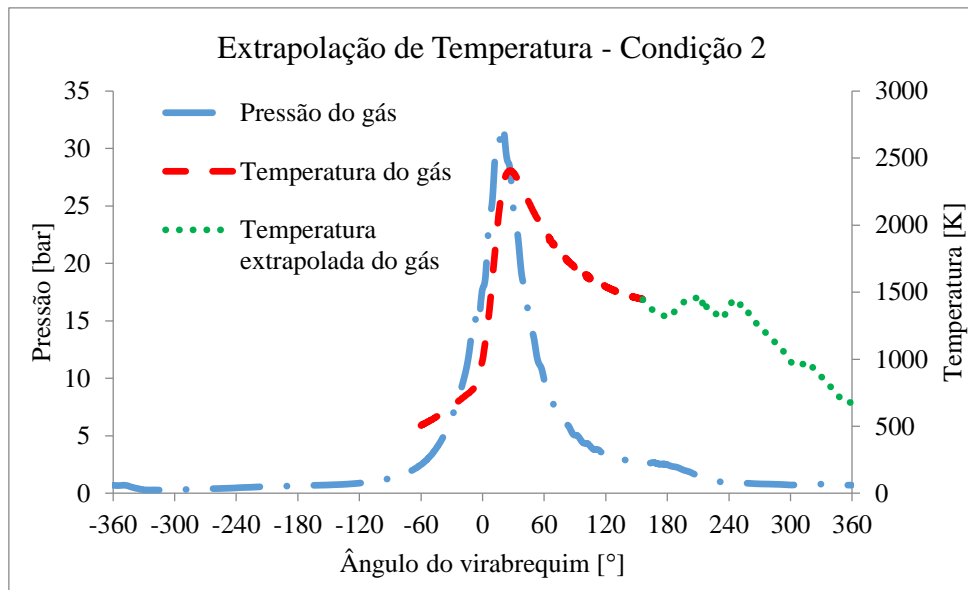


Figura 3.36 – Temperatura do gás obtida teoricamente para o restante do ciclo (temperatura extrapolada) para a condição 2.

Para obter a condição de contorno do fluxo de calor do gás contido no interior da pré-câmara para a parede interna, calcula-se o fluxo de calor pela Equação 3.35.

$$q'' = h \cdot \Delta T \quad (3.35)$$

Onde:

q'' : fluxo de calor [W/m^2];

h : coeficiente convectivo [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$];

ΔT : diferença de temperatura parede/gás [K].

Determina-se o coeficiente convectivo utilizando as correlações de Nusselt e ANNAND (1986), obtidas a partir da referência de OLEG SPITSOV (2013). A correlação de Nusselt é dada pela Equação 3.36:

$$h = 5,388 \cdot 10^{-4} \cdot (1 + 1,4 \cdot V_p) \cdot T_g^{1/3} \cdot p^{2/3} \quad (3.36)$$

Onde:

V_p : velocidade do pistão [m/s];

T_g : temperatura do gás [K];

p : pressão do gás [Pa].

A correlação de ANNAND (1986) é dada pela equação 3.37:

$$h = a \cdot \frac{k}{B} Re^b \quad (3.37)$$

Onde:

k : condutividade térmica do gás [W/m.K];

B : comprimento característico [m];

Re : número de Reynolds;

a e b : constantes.

As Figuras 3.37 e 3.38 mostram os resultados dos coeficientes convectivos das duas correlações para a condição 1 e 2 analisadas, respectivamente.

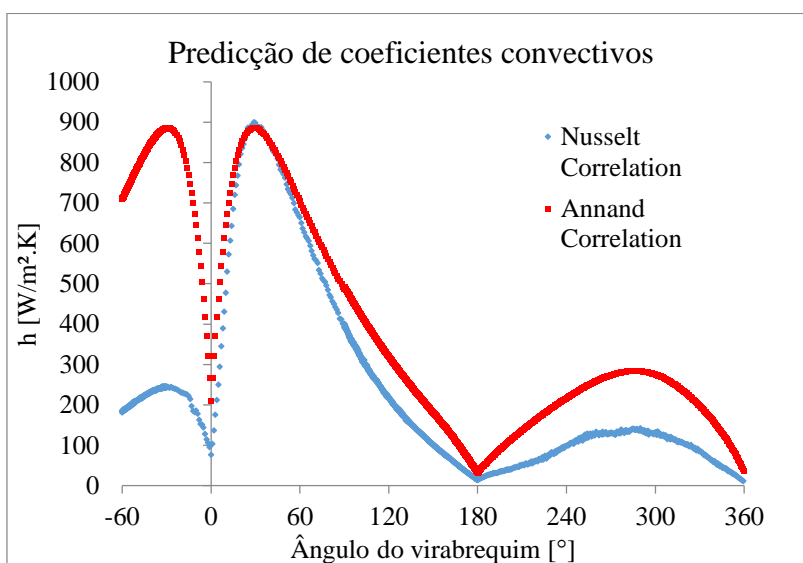


Figura 3.37 – Coeficientes convectivos para as duas correlações na condição 1.

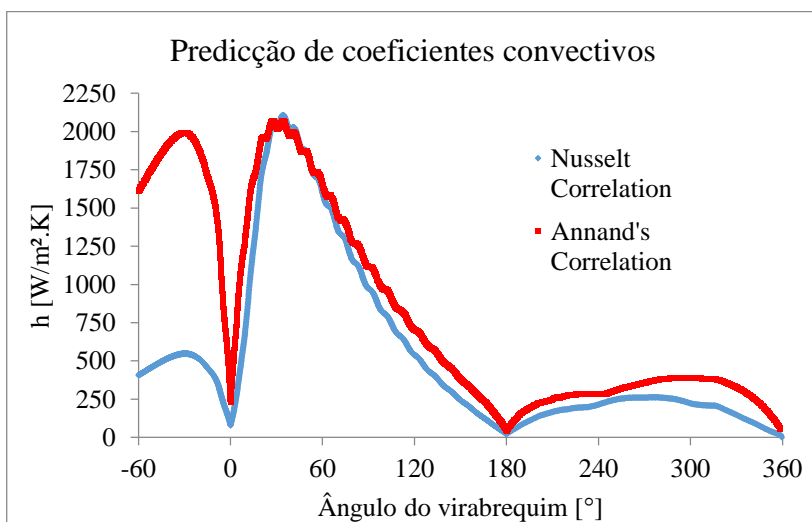


Figura 3.38 - Coeficientes convectivos para as duas correlações na condição 2

Foi possível observar que ambas as correlações se comportam de forma semelhante entre 0° e 180° e que para a exaustão ainda apresentam valores próximos. Nota-se também que na compressão a correlação de ANNAND (1986) apresenta valores de coeficiente convectivo bem acima dos valores apresentados pela correlação de Nusselt. Como na compressão o coeficiente convectivo deve ser menor que na combustão, optou-se pela utilização do modelo de Nusselt para prever o fluxo médio de calor no presente trabalho.

A partir das temperaturas do gás, considerando um valor de temperatura na parede da pré-câmara igual a 350°C , do coeficiente convectivo e da área de transferência de calor, foi possível calcular o fluxo médio de calor do gás para a pré-câmara. As Figuras 3.39 e 3.40 apresentam o fluxo de calor em função do ângulo de virabrequim para as duas condições estudadas, respectivamente.

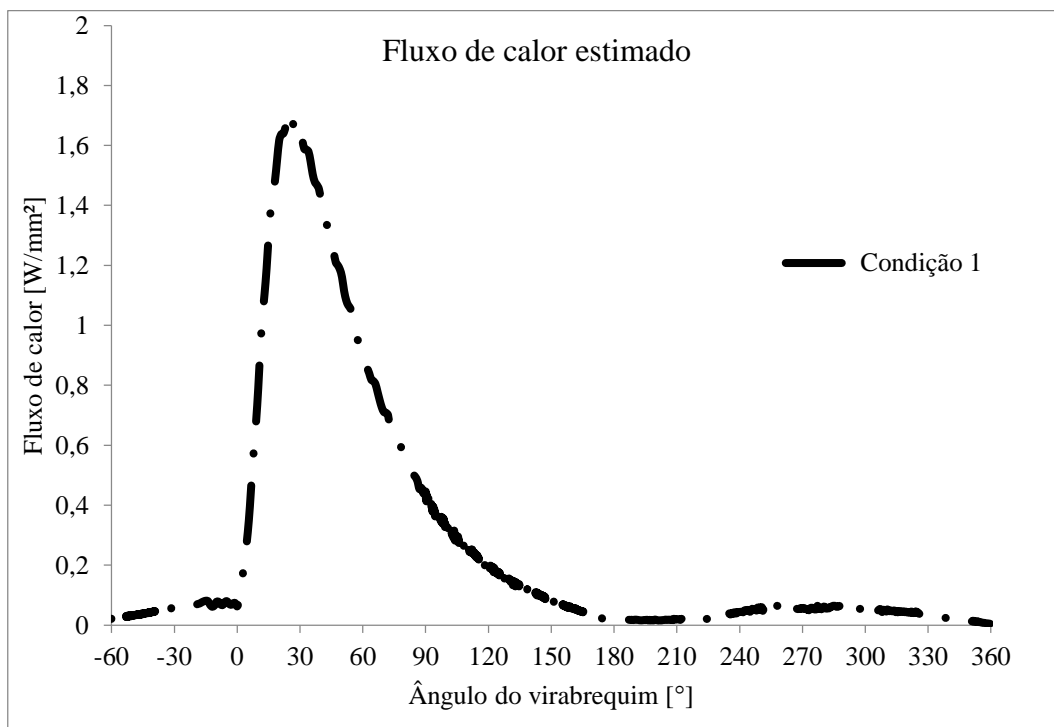


Figura 3.39 – Fluxo de Calor para condição 1.

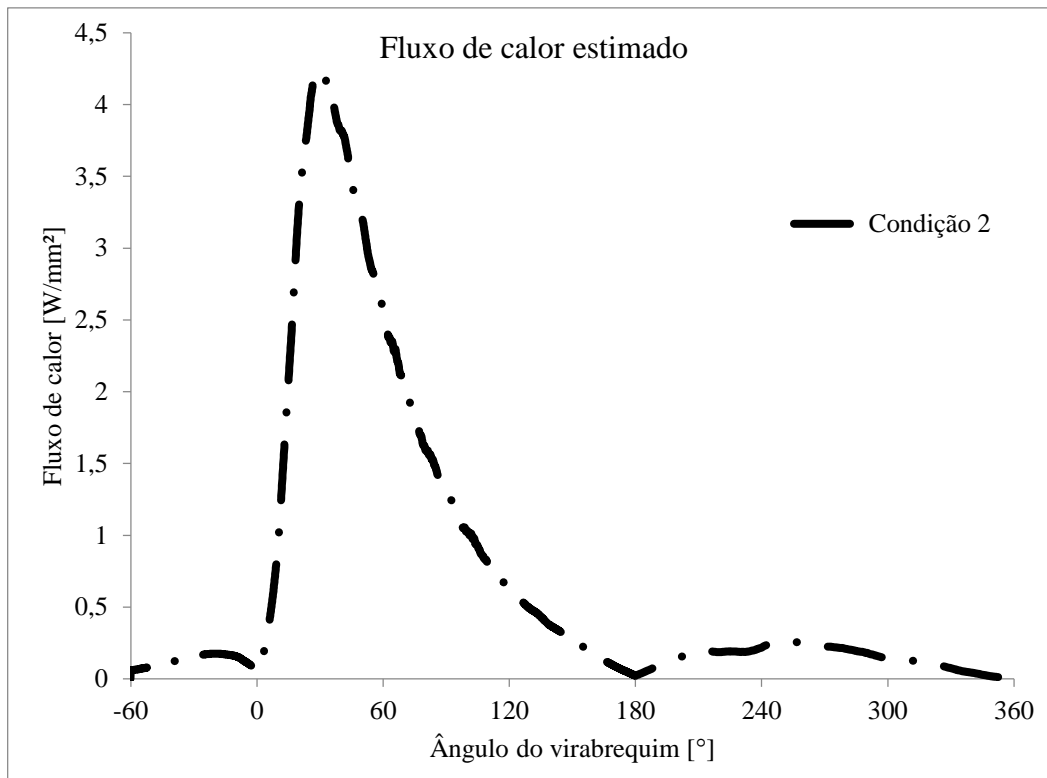


Figura 3.40 – Fluxo de Calor para condição 2.

De posse do fluxo de calor em função do ângulo de manivela, se obtém o fluxo médio de calor para o ciclo. A partir desse fluxo médio, a simulação em CFD fornece o perfil médio de temperatura.

3.7 – METODOLOGIA TEÓRICA PARA A DETERMINAÇÃO DA FORMAÇÃO DE NO_x

Normalmente, os óxidos de nitrogênio, NO_x, são calculados pela soma das emissões de óxido nítrico, NO, com o dióxido de nitrogênio, NO₂. (HEYWOOD, 1988). Existe uma predominância do óxido nítrico nas emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), sendo a sua principal fonte de formação a oxidação do nitrogênio presente no ar, que quando submetido às altas temperaturas obtidas dentro da câmara de combustão, fazem com que o nitrogênio presente no ar se transforme em NO.

Como durante os experimentos não foi possível medir experimentalmente as emissões de NO_x, uma metodologia de cálculo, baseada nas pressões medidas e temperaturas calculadas, foi desenvolvida para verificar o potencial de redução do poluente NO_x.

A metodologia utilizada para estimar a formação de NO_x é baseada na formação de NO, através do modelo apresentado por TURNS (2000). Este modelo utiliza o mecanismo de Zeldovich para a formação do óxido nítrico. As reações são apresentadas nas equações 3.38 e 3.39:



Onde, o grupo de variáveis k_{1f} e k_{2f} são as constantes das taxas de avanço das reações químicas.

A taxa de formação de NO, após manuseios e algumas simplificações, é dada pela equação 3.40. TURNS (2000).

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2 \cdot CA \cdot k_{1f} \left(\frac{K_p P^0}{R_u T} \right)^{1/2} [\text{N}_2][\text{O}_2]^{1/2} \quad (3.40)$$

Onde:

k_{1f} : constante da taxa de avanço da reação química;

k_p : constante de equilíbrio;

P^0 : pressão dentro da câmara de combustão [Pa];

R_u : constante universal dos gases [J/mol.K];

T : temperatura do gás [K];

$[\text{N}_2]$: Concentração em kilomoles por metro cúbico de N₂;

$[\text{O}_2]$: Concentração em kilomoles por metro cúbico de O₂;

CA: Coeficiente de ajuste.

A Equação 3.41 permite o cálculo da constante de reação e pode ser encontrada na literatura. A temperatura na câmara principal foi calculada utilizando-se o *software IndiCom* e para a faixa de temperatura de 2000 à 5000 K é dada por: TURNS (2000).

$$k_{1f} = 1,82 \cdot 10^{14} \cdot e^{\frac{-38,370}{T(K)}} \quad (3.41)$$

Onde:

T : temperatura do gás na câmara de combustão principal [K].

A Equação 3.42 fornece a constante de equilíbrio K_p .

$$K_p = \frac{P_O^2}{P_{O_2} \cdot P^o} = e^{\frac{-\Delta G_T^o}{R_u \cdot T}} \quad (3.42)$$

Onde:

ΔG_T^o : variação da energia livre de Gibbs;

R_u : a constante universal dos gases [J/mol.K];

T: temperatura do gás na câmara de combustão [K].

Foi inserido um coeficiente de ajuste, CA, na equação da taxa de formação de NO apresentada por TURNS (2000), com o intuito de calibrar o modelo para o motor original operando com mistura estequiométrica. Após a calibração executada para os dois pontos ensaiados com o motor original, foram obtidos os resultados para os mesmos pontos de operação do motor com o sistema de ignição por lanchar chamadas.

Segundo MELO (2012), a taxa de formação de N₂O para motores com ignição por centelha é muito pequena e são desprezados neste trabalho.

3.8 – CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A METODOLOGIA

São propostas metodologias experimentais e teóricas para a medição e cálculo dos parâmetros de desempenho e emissões de gases de combustão que possibilitam a caracterização de um protótipo de motor provido de um sistema de ignição por lanchar chamadas com carga homogênea.

As metodologias teóricas foram necessárias para a determinação de parâmetros que não foram medidos experimentalmente por serem de difícil obtenção ou devido à falta de equipamentos necessários para a sua obtenção. As metodologias teóricas foram também importantes para uma análise mais detalhada dos fenômenos da combustão e do sistema de arrefecimento da pré-câmara, de forma a garantir um bom funcionamento do sistema.

Com estas metodologias propostas, pretende-se obter o maior volume de informações necessárias para a análise do escoamento, da combustão e das emissões de gases poluentes do protótipo desenvolvido, além de permitir um maior conhecimento do funcionamento do sistema de ignição por lanchar chamadas com mistura homogênea de uma forma geral.

Os resultados obtidos das metodologias propostas, que representam a caracterização do protótipo, são apresentados no próximo capítulo.

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS

4.1 - ASPECTOS GERAIS

Os resultados apresentados são obtidos para o sistema de ignição por lança chamas operando como uma célula de turbulência, também denominado carga homogênea. Os resultados do sistema proposto são comparados com os resultados do motor original operando com o sistema de gerenciamento eletrônico reprogramável e com mistura estequiométrica.

Os testes foram realizados em nove pontos de operação como descrito na metodologia, sendo eles: 20%, 30% e 50% do torque máximo corrigido e para as velocidades de 2500, 3500 e 4500 rpm. A tolerância à diluição da mistura por ar também foi testada na configuração com lança chamas, devido à configuração da pré-câmara de combustão propiciar a queima de misturas pobres na câmara principal. O motor com câmara de combustão original não pode ser ensaiado com diluição de ar devido ao projeto do sistema de combustão e ignição terem sido desenvolvidos para queimas basicamente estequiométricas ou ligeiramente enriquecidas.

A comparação entre o motor original e o motor adaptado foi realizada sob o ponto de vista de eficiência através do consumo específico de combustível e rendimento térmico, permitindo validar uma diminuição ou aumento da magnitude destes parâmetros. Optou-se por apresentar os resultados de consumo específico e eficiência térmica para um mesmo combustível, pois estes resultados podem ser comparados a outros motores e/ou sistemas de ignição por lança chamas operando com diferentes combustíveis. A análise de combustão foi realizada a partir da medição de pressão na câmara principal e na pré-câmara de um único cilindro, nas cargas de 20% e 50% do torque máximo, ambas na rotação de 4500 rpm, operando com λ 1,00 para o motor original e para o motor adaptado. O ponto de maior carga, nesta rotação, foi selecionado, por apresentar a maior probabilidade de o escoamento supersônico ocorrer no dispositivo de interconexão. As temperaturas da câmara principal para ambos os sistemas foram obtidas através do *software Indicom* e a temperatura na pré-câmara foi obtida através da metodologia teórica apresentada na seção 3.4.

As emissões de CO, HC e CO₂ foram medidas e comparadas com o motor original operando nas mesmas condições. As emissões de NO_x foram calculadas utilizando a

metodologia apresentada no capítulo anterior, a partir da curva de pressão na câmara de combustão principal para a condição de 20 % e 50% de torque máximo a uma rotação de 4500 rpm, operando com mistura estequiométrica.

Nos gráficos apresentados, a denominação “*original*” representa o motor funcionando com o cabeçote original e lambda igual a 1,00; a denominação “*homogênea*” representa o motor funcionando com o sistema de ignição por lança chamas e lambda igual a 1,00; a denominação “*homogênea 1,10*”; “*homogênea 1,20*” e “*homogênea 1,30*” representam o motor funcionando com o sistema novo e lambda igual as 1,10; 1,20 e 1,30 respectivamente.

Os dados obtidos com $\lambda = 1,30$ mostram o limite de operação do motor em relação ao empobrecimento da mistura, com variabilidade cíclica aceitável para poucos pontos; sendo apresentados de acordo com a necessidade da análise. Os pontos nas tabelas apresentadas posteriormente com denominação “*instável*”, superaram o valor máximo aceitável do critério adotado relacionado à estabilidade da combustão, que será discutido posteriormente.

Os resultados obtidos através da simulação unidimensional do sistema de ignição por lança chamas utilizando o *GT-POWER* e a simulação do sistema de arrefecimento do sistema de ignição por lança chamas, utilizando o *FLUENT* permitiram diminuir o tempo de desenvolvimento do protótipo do sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada obtido por RODRIGUES FILHO (2014), além de obter resultados preditivos não ensaiados no protótipo com carga homogênea e certificação da funcionalidade do sistema de refrigeração.

O Apêndice I apresenta tabelas contendo os dados de desvio padrão de todas as grandezas medidas durante os ensaios em banco de provas.

4.2 - RESULTADOS DE CONSUMO ESPECÍFICO E EFICIÊNCIA TÉRMICA

O comportamento do consumo específico para 20%, 30% e 50% do torque máximo corrigido é apresentado na Figura 4.1. O motor original opera com $\lambda = 1,00$ e o sistema de ignição com lança chamas com carga homogênea opera com os lambdas $\lambda = 1,00$, $\lambda = 1,10$, $\lambda = 1,20$ e $\lambda = 1,30$. Observa-se que o sistema com lança-chamas de uma forma geral apresenta um consumo específico menor do que o sistema convencional na faixa analisada.

Consumo Específico

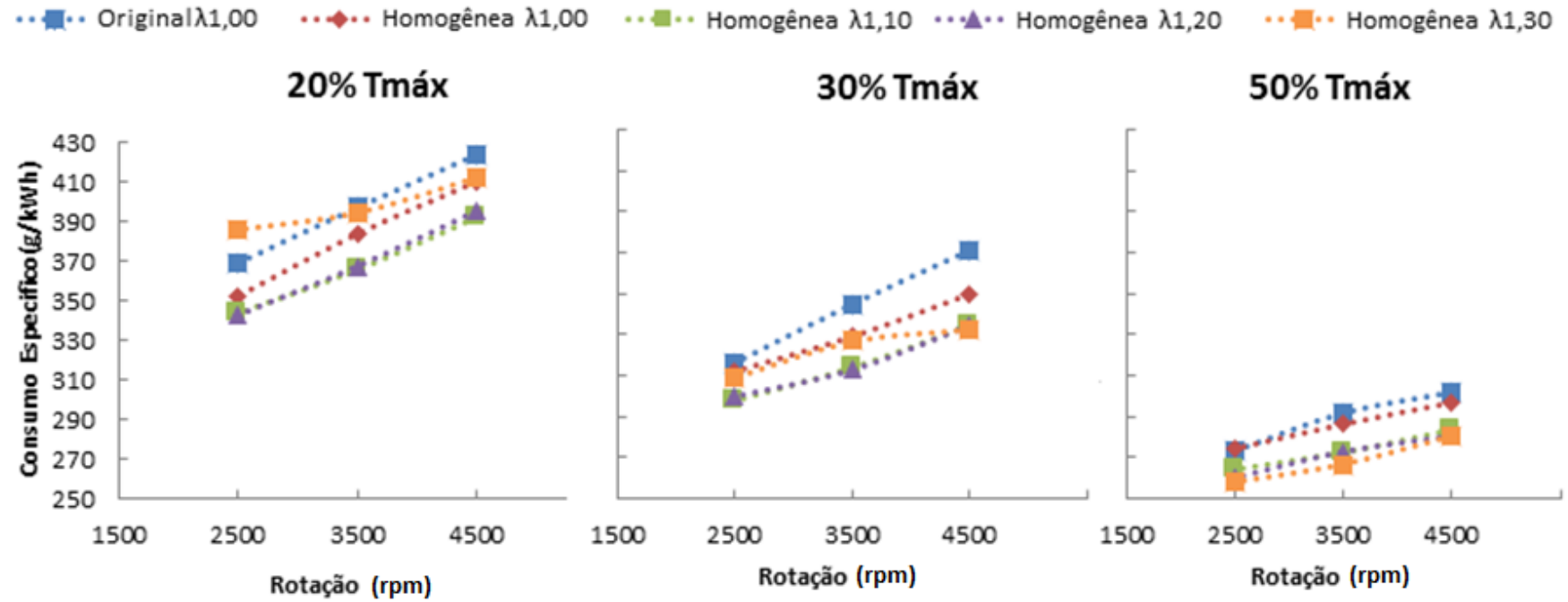


Figura 4.1 - Valores de consumo específico em função da rotação para 20%, 30% e 50% do torque máximo.

A análise da Figura 4.1 mostra que o empobrecimento da mistura, mesmo até valores de λ de 1,30 no sistema de ignição por lanças a gás é capaz de reduzir o consumo de combustível, para a mesma pressão média efetiva e o mesmo torque produzido do motor. Desta forma, uma queda no consumo específico com o aumento do fator λ para o mesmo torque produzido foi observado. Percebe-se um menor consumo específico com o aumento da carga para o maior fator λ , sugerindo uma maior tolerância à diluição no sistema de ignição por lanças a gás. A diluição da mistura também é favorecida pela maior turbulência gerada nas maiores cargas. A única exceção notada está relacionada ao ponto de menor carga e menor rotação para λ 1,30 no qual, observa-se um maior consumo específico. Este comportamento pode estar associado à baixa turbulência, devido à baixa rotação e carga neste ponto, gerando o aumento de consumo específico.

As Tabelas 4.1, 4.2 e 4.3 mostram o percentual de redução no consumo específico em relação ao motor original, para a carga de 20%, 30% e 50% do torque máximo em todas as faixas de rotação, com λ s de 1,00 até 1,30.

Tabela 4.1 - Redução Percentual do Consumo Específico para 20% Torque máximo.

RPM	Homogênea $\lambda_{1,00}$	Homogênea $\lambda_{1,10}$	Homogênea $\lambda_{1,20}$	Homogênea $\lambda_{1,30}$
4500	-3,18%	-7,38%	-6,63%	-2,65%
3500	-3,39%	-7,99%	-7,51%	Instável
2500	-4,75%	-7,10%	-7,32%	Instável

A redução percentual de consumo específico foi de 3,18% a 7,99%, sendo que esta redução, de forma geral, ocorre gradativamente com o aumento de rotação, com exceção dos pontos para $\lambda = 1,30$. A condição de 20% de torque máximo a 2500 e 3500 rpm e operando com $\lambda = 1,30$ apresentou um comportamento instável da combustão com uma grande variabilidade cíclica da combustão nestes pontos.

Tabela 4.2 - Redução Percentual do Consumo Específico para 30% Torque máximo.

RPM	Homogênea λ 1,00	Homogênea λ 1,10	Homogênea λ 1,20	Homogênea λ 1,30
4500	-6,11%	-9,07%	-9,74%	-10,39%
3500	-4,48%	-9,34%	-9,38%	Instável
2500	-1,30%	-5,13%	-7,41%	-2,07%

A redução percentual de consumo específico foi de 1,30% a 10,39%, sendo que esta redução, de forma geral, melhora gradativamente com o aumento de rotação. No ponto de 3500 rpm e $\lambda = 1,30$ a combustão se mostrou instável.

Tabela 4.3 - Redução Percentual do Consumo Específico para 50% Torque máximo.

RPM	Homogênea λ 1,00	Homogênea λ 1,10	Homogênea λ 1,20	Homogênea λ 1,30
4500	-0,84%	-5,80%	-7,52%	-7,03%
3500	-0,47%	-5,98%	-7,75%	Instável
2500	0,72%	-0,53%	-4,87%	-5,78%

A redução percentual de consumo específico foi de 0,47% a 7,75%. As maiores reduções de consumo específico foram obtidos com 50% do torque máximo e com fator lambda até 1,20. Obteve-se um aumento de consumo específico de 0,72% a 2500 rpm operando com mistura estequiométrica. Foi detectada uma variação cíclica elevada devido a uma instabilidade no processo de combustão na operação com lambda 1,30.

Optou-se também por analisar o parâmetro de desempenho “eficiência térmica” para tornar possível a comparação, independentemente do combustível utilizado. Segundo HEYWOOD (1988), a eficiência térmica η_t é dada por:

$$\eta_t = \frac{3600}{BSFC \times PCI} \times 100 \quad (4.1)$$

Onde:

BSFC: consumo específico de combustível no eixo, do inglês *brake specific fuel consumption* (kg/kW.h);

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

O comportamento do rendimento térmico para 20%, 30% e 50% do torque máximo corrigido é apresentado na Figura 4.2.

Rendimento Térmico

Original $\lambda 1,00$ Homogênea $\lambda 1,00$ Homogênea $\lambda 1,10$ Homogênea $\lambda 1,20$ Homogênea $\lambda 1,30$

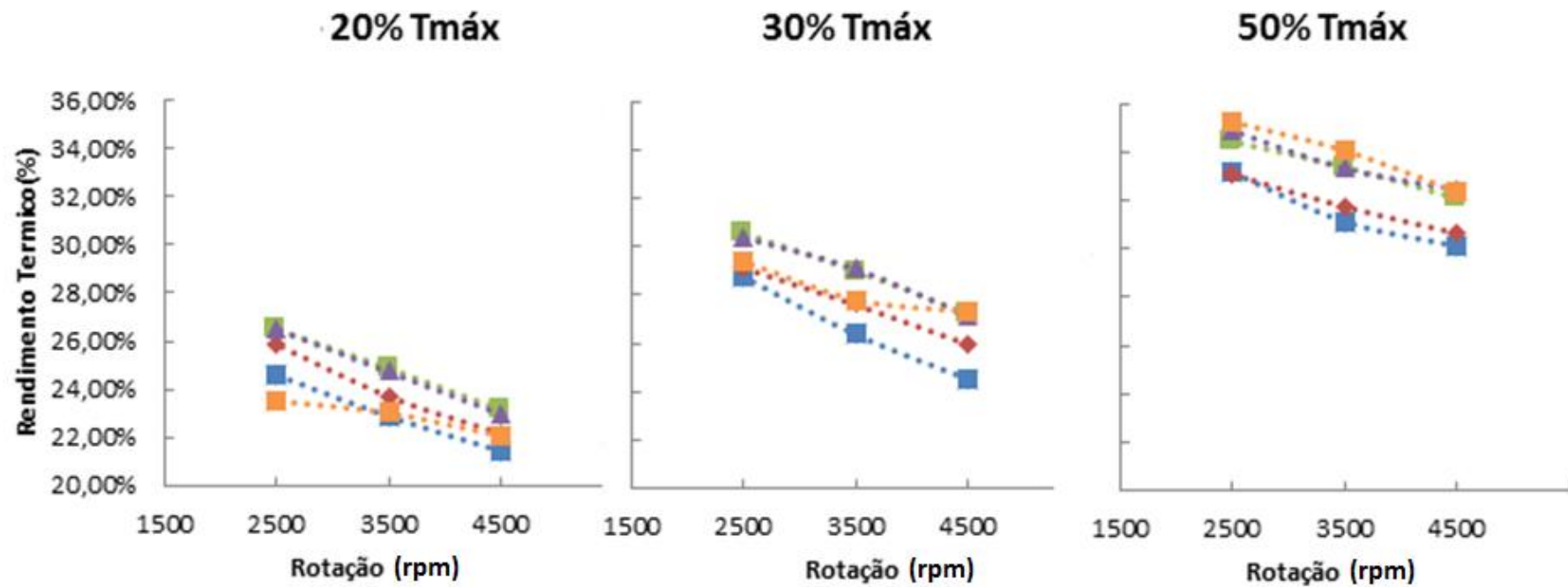


Figura 4.2 – Rendimento Térmico para 20%, 30% e 50% do Torque Máximo.

A eficiência térmica é inversamente proporcional ao consumo específico, logo se utilizarmos o mesmo combustível a correlação é direta. Contudo, a eficiência é uma forma direta de correlacionar a conversão de um tipo de energia em outra. Analisando a Figura 4.2 nota-se, que o sistema com lança-chamas apresenta uma maior eficiência térmica do que o sistema convencional em praticamente toda a faixa de rotação analisada. Este aumento de eficiência pode ser atribuído ao aumento da razão dos calores específicos, com o empobrecimento da mistura que leva ao aumento da eficiência térmica teórica, segundo HEYWOOD (1988). As Tabelas 4.4, 4.5 e 4.6 mostram o percentual de aumento no rendimento térmico em relação ao motor original, para a carga de 20%, 30% e 50% do torque máximo em todas as faixas de rotação e com lambdas de 1,00 até 1,30.

Tabela 4.4 - Aumento Percentual do rendimento térmico para 20% Torque máximo.

RPM	Homogênea λ 1,00	Homogênea λ 1,10	Homogênea λ 1,20	Homogênea λ 1,30
4500	3,22%	6,72%	7,42%	2,72%
3500	2,66%	8,49%	9,73%	Instável
2500	3,83%	5,70%	7,93%	Instável

Tabela 4.5 - Aumento Percentual do rendimento térmico para 30% Torque máximo.

RPM	Homogênea λ 1,00	Homogênea λ 1,10	Homogênea λ 1,20	Homogênea λ 1,30
4500	6,50%	9,97%	10,79%	11,59%
3500	4,69%	10,31%	10,35%	Instável
2500	1,31%	5,41%	8,01%	2,11%

Tabela 4.6 - Aumento Percentual do rendimento térmico para 50% Torque máximo.

RPM	Homogênea λ 1,00	Homogênea λ 1,10	Homogênea λ 1,20	Homogênea λ 1,30
4500	0,85%	6,15%	8,13%	7,57%
3500	0,48%	6,36%	8,40%	Instável
2500	-0,72%	0,53%	5,12%	6,13%

Para a carga de 20% de torque máximo, a Tabela 4.4 mostra ganhos de 3,22% até 9,73%. A Tabela 4.5 apresenta ganhos em toda faixa de operação com aumento de até 11,59% no rendimento térmico. Para a carga de 50% do torque máximo, a Tabela 4.6 apresenta ganhos de até 8,40% em toda sua faixa de operação, com exceção do ponto de 2500 rpm com o sistema lança chamas operando com relação estequiométrica.

Segundo MELO (2012), a estabilidade da combustão é determinada pela covariância da pressão média efetiva indicada (IMEP), sendo admitido como aceitável valores abaixo de 6% de CoV do IMEP. A Figura 4.3 apresenta o CoV do IMEP para as rotações de 2500, 3500 e 4500 rpm respectivamente.

CoV IMEP x %Tmax

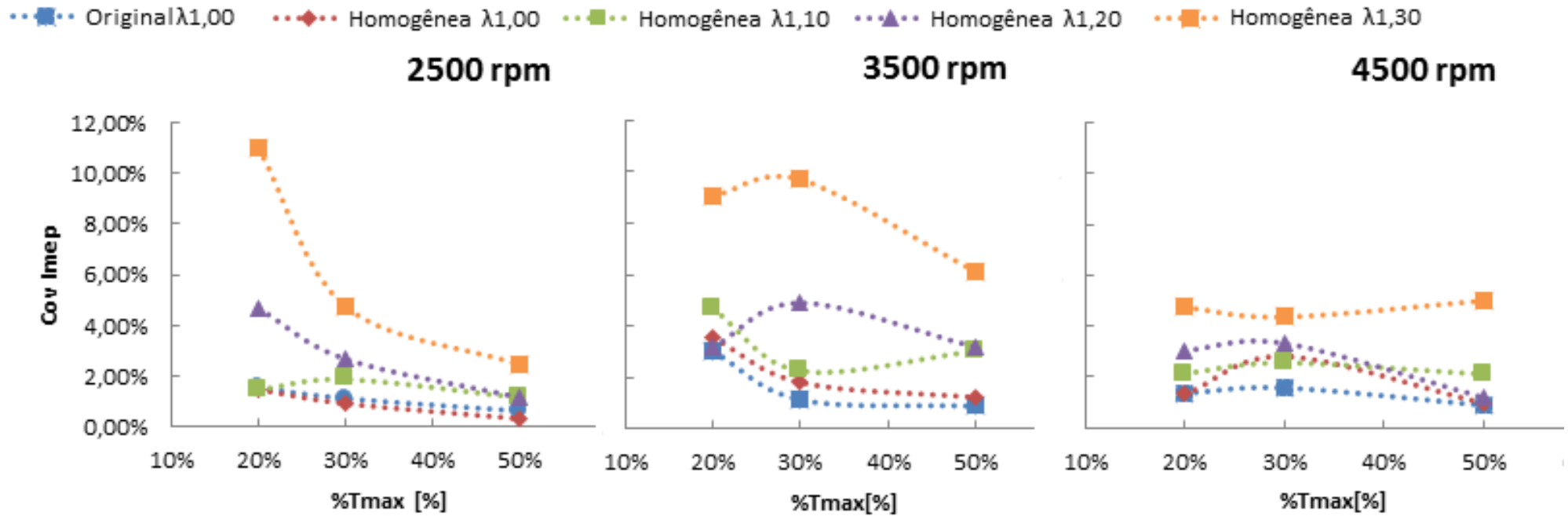


Figura 4.3 – CoV do IMEP para a rotação de 2500, 3500 e 4500 rpm.

Como pode ser observado na Figura 4.3, para $\lambda = 1,30$ e carga de 20% do torque máximo, o sistema de ignição por lanças não apresentou a estabilidade mínima necessária para operar, isto pode estar associado à baixa velocidade e carga do motor nesta condição, insuficiente para gerar a turbulência necessária para uma boa combustão. Todos os outros pontos estão dentro do limite de estabilidade aceitável para esta rotação de 2500 rpm. Para a condição de 3500 rpm, mostra que para $\lambda = 1,30$ os limites de estabilidade da combustão não foram alcançados. Para a rotação de 4500 rpm todos os pontos de operação possuem a estabilidade mínima necessária para a operação.

A análise da Figura 4.3 mostra que há um aumento do CoV do IMEP com o aumento do fator lambda e uma diminuição com o aumento da carga. Esta diminuição com o aumento da carga pode estar relacionado ao aumento da turbulência, o que leva a uma maior estabilidade na combustão. Já o empobrecimento da mistura gera uma maior variabilidade cíclica na combustão, porém pode-se afirmar que para $\lambda = 1,20$ em todas as configurações testadas, o sistema de ignição por lanças com carga homogênea permite que o motor opere com misturas mais pobres com combustão aceitável. Os dados relativos a $\lambda = 1,30$ não serão mais analisados a partir deste momento devido a instabilidade da combustão nesta condição, sendo que optou-se por apresentá-los até o presente momento para demonstrar o limite de operação máxima deste sistema de ignição por lanças com carga homogênea. Assim conclui-se que a operação com $\lambda = 1,20$, representa o melhor ganho de consumo específico com uma combustão estável. Esta condição representa ganhos de até 9,74% em consumo específico, com combustão estável nas três rotações analisadas, como pode ser visto na Tabela 4.2 e na Figura 4.3.

4.3 - RESULTADOS DE COMBUSTÃO

Os resultados de combustão para o protótipo provido do sistema de ignição por lanças foram analisados para a câmara principal e para a pré-câmara separadamente.

4.3.1 - Resultados do avanço de ignição e da pressão para a câmara principal

Os dados do avanço de ignição para 20% e 50% do torque máximo em função da rotação são mostrados na Figura 4.10. Não há barra de intervalo de confiança, pois o avanço foi fixado pela MoTec.

Avanço de Ignição x RPM

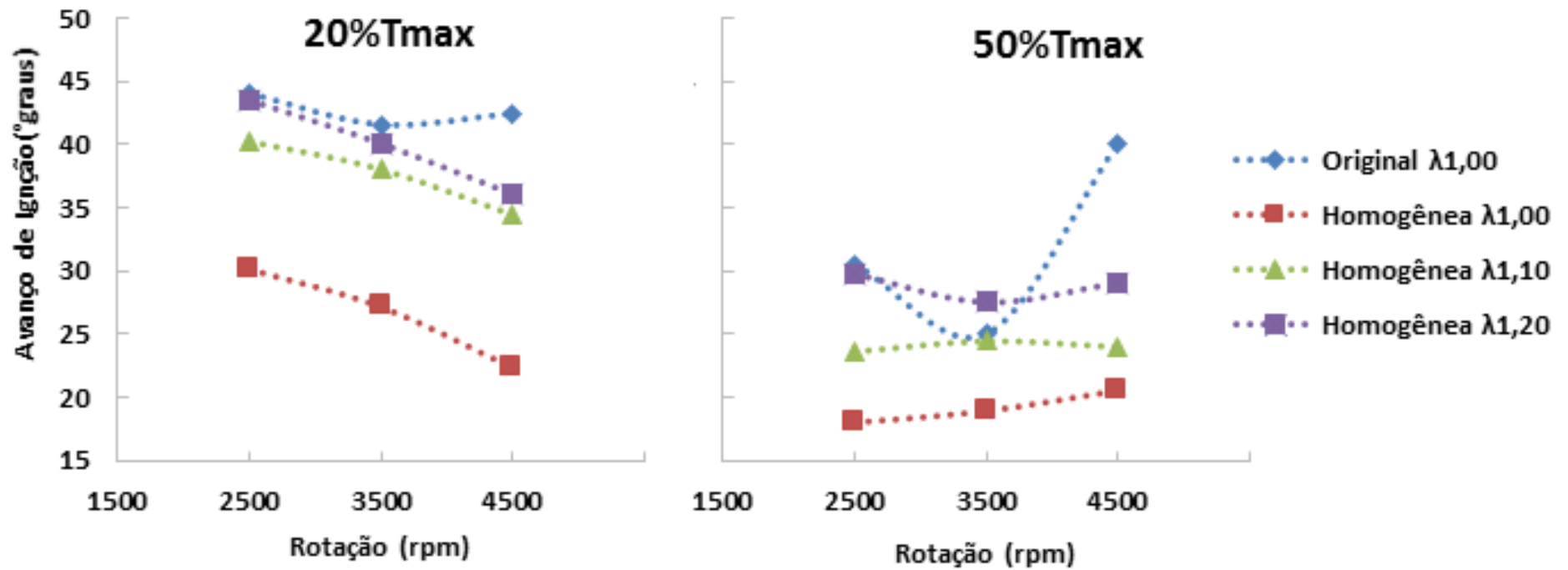


Figura 4.4 – Avanço de Ignição versus rotação para 20% e 50% de torque máximo.

Como mostrado na Figura 4.4, o sistema de ignição por lança chamas operando com a mistura estequiométrica, necessita de um menor avanço de ignição se comparado ao motor original operando na mesma condição de 20 % e 50% de torque. O sistema de ignição por lança chamas gera um aumento da velocidade de queima, que será discutida posteriormente. Quando a mistura ar/combustível é empobrecida tem-se uma propagação de chama mais lenta, o que ocasiona perdas de desempenho tais como torque e pressão média efetiva. Assim, a estratégia utilizada quando a mistura é empobrecida, é o aumento do avanço de ignição, para recuperar a pressão média efetiva perdida, através diminuição da vazão de combustível e aumento da vazão de ar. Para λ 1,10 e 1,20 há um aumento do avanço de ignição, se aproximando dos valores do motor original.

O maior valor da pressão no cilindro observada com o sistema de ignição por lança chamas ocorreu com a rotação de 4500 rpm, 50 % do torque máximo e $\lambda = 1,00$ desta forma este ponto foi selecionado para um maior detalhamento. Um ponto com mistura estequiométrica, menor carga (20% do torque máximo) e mesma rotação também foi selecionado para a análise que inclui os dados de fração de massa de combustível queimado (MBF) e duração da combustão na câmara principal e pré-câmara. A duração da combustão é definida como o intervalo do ângulo do eixo do virabrequim compreendido entre 10% a 90% da fração mássica queimada, segundo HEYWOOD (1988) e MELO (2012).

A medição de pressão foi realizada na pré-câmara e na câmara principal e foram utilizadas para analisar o processo da combustão. A combustão na pré-câmara é detalhada mais a frente. A Figura 4.5 apresenta a pressão medida na câmara principal (*PCP 1,00*) e medida na pré-câmara (*PPC 1,00*) para o sistema de ignição por lança chamas e a pressão medida na câmara principal (*Original 1,00*) para o motor original. Todas as medições foram realizadas a 4500 rpm, λ 1,00, a 20% e 50% do torque máximo.

Pressão x Ângulo de Virabrequim

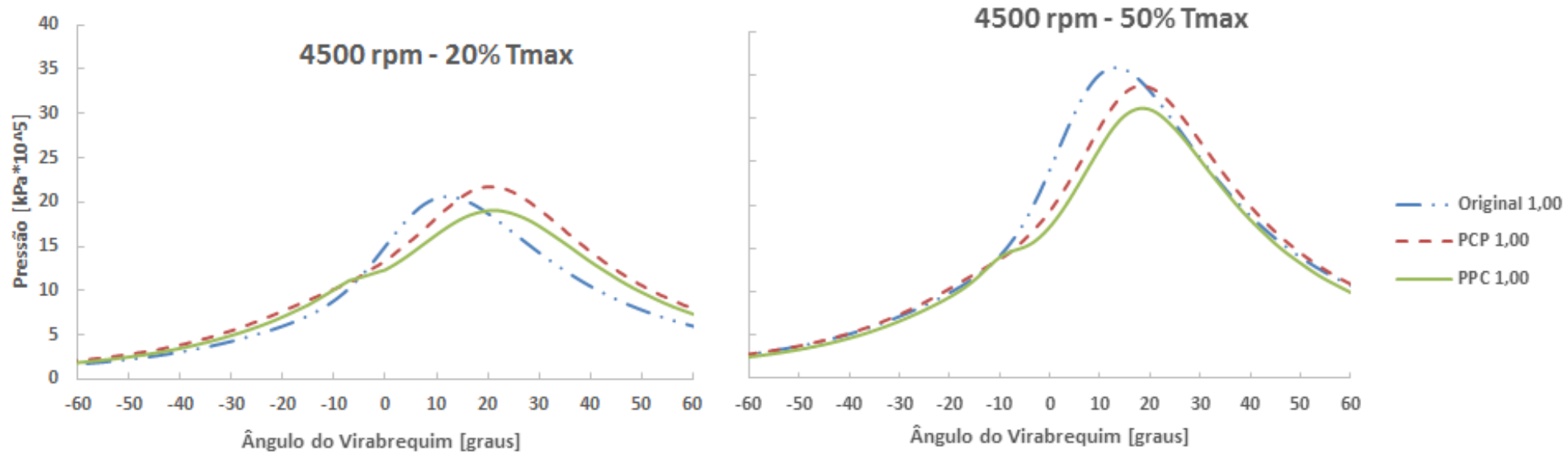


Figura 4.5 – Pressão x Ângulo do Virabrequim, 4500rpm, 20% e 50% Tmax e $\lambda = 1,00$.

Através da Figura 4.5 pode-se observar um maior pico de pressão na câmara principal para 20 % do torque máximo com o sistema de ignição por lança chamas. A pressão na pré-câmara é menor se comparada às pressões na câmara principal de ambas as configurações testadas, possivelmente devido a perda de carga inserida pelo dispositivo de interconexão. No ângulo de manivelas próximo a $-4,10^\circ$ APMS (antes do ponto morto superior), a pressão na pré-câmara é maior do que a pressão na câmara principal, isto devido ao fenômeno de “descarregamento” da combustão da pré-câmara para a câmara principal.

Para a condição de 50% do torque máximo o comportamento da pressão na pré-câmara é semelhante qualitativamente ao ponto de 20 % do torque máximo e 4500 rpm. No momento de descarregamento do jato de chama da pré-câmara para a câmara principal, a pressão na pré-câmara (PPC) é maior do que na câmara principal (PCP). As curvas de pressão do sistema original e do sistema proposto continuam defasadas em função dos diferentes avanços de ignição utilizados. O sistema de ignição com lança chamas apresenta uma menor pressão de pico, se comparada ao sistema original. Este ponto de teste operando com λ unitário, apresenta menor consumo específico para o sistema de ignição por lança chamas. Foi verificado que apesar de uma menor pressão na câmara principal, o sistema com lança chamas apresenta um menor trabalho de bombeamento o que permite um maior aproveitamento do trabalho útil.

A duração da combustão na câmara principal para ambos os sistemas é analisada através dos ângulos de 10%, 50% e 90% da fração mássica queimada e são apresentados na Tabela 4.7 para a carga de 20% do torque máximo e na Tabela 4.8 para a carga de 50% do torque máximo. A denominação “*Original*” representa a câmara principal do motor original; “*PCP_Torch*” representa a câmara principal do motor com ignição por lança chamas com a medição realizada através do furo na câmara principal e a denominação “*PPC_Torch*” representa o volume da câmara principal somado ao volume da pré-câmara, com a medição de pressão na pré-câmara através da vela instrumentada.

Tabela 4.7– Avanço e duração da combustão – 4500 rpm, 20% Tmax e $\lambda = 1,00$

Configuração	Avanço (°PMS)	MBF10% (°PMS)	MBF50% (°PMS)	MBF90% (°PMS)	MBF (0-10)%	MBF (10-50)%	MBF (50-90)%	MBF (10-90)%
Original	-42,40	-4,70	7,05	21,55	37,70	11,75	14,50	26,25
PCP_Torch	-6,20	2,70	15,45	27,50	8,90	12,75	12,05	24,80
PPC_Torch	-22,80	3,20	15,70	27,45	26,00	12,5	11,75	24,25

Tabela 4.8 – Avanço e duração da combustão – 4500 rpm, 50% Tmax e $\lambda = 1,00$

Configuração	Avanço (°PMS)	MBF 10% (°PMS)	MBF50% (°PMS)	MBF90% (°PMS)	MBF (0-10)%	MBF (10-50)%	MBF (50-90)%	MBF (10-90)%
Original	-40,00	-3,80	6,80	21,95	36,20	10,60	15,15	25,75
PCP_Torch	-7,60	0,90	12,00	22,30	8,50	11,10	10,30	21,40
PPC_Torch	-20,50	0,90	12,25	22,70	21,40	11,35	10,45	21,80

Através das Tabelas 4.7 e 4.8 pode-se verificar que o tempo total da combustão definido pelo MBF (10-90) % para o sistema de ignição por lança chamas é menor, se comparado ao sistema de ignição original. Foi adotado um critério de divisão do tempo de combustão, onde o MBF(10-50) % e o MBF(50-90) % representam a primeira e segunda etapa da combustão, respectivamente. Esta divisão tem como objetivo de detalhar as fases de combustão para tentar entender o efeito da pré-câmara ao longo do processo de combustão. Nas Tabelas 4.7 e 4.8 a primeira etapa da combustão (MBF 10-50%) com o sistema de ignição por lança chamas se mostrou mais lenta, se comparada ao sistema original, utilizando tanto a metodologia de medição na câmara principal ou medição na pré-câmara. Para o sistema com lança chamas, a segunda etapa da combustão MBF (50-90) % possui maior velocidade de propagação da chama que a primeira MBF (10-50) %. Esta segunda etapa da combustão do sistema com pré-câmara é também mais rápida que a do motor original. Pode-se também observar que os resultados obtidos pela medição de pressão através da pré-câmara se assemelham aos resultados medidos na câmara principal e podem ser utilizados para a análise nesta condição.

A denominação nas Tabelas 4.7 e 4.8 de *avanço* para o “PCP_Torch” pode ser compreendida como um atraso de ignição para a câmara principal e representa o momento em que o jato de chama atravessa o dispositivo de interconexão e inicia a combustão na câmara principal. Os critérios adotados foram obtidos do manual do *IndiCom*.

A Figura 4.6 mostra os valores de fração de massa de combustível queimado (MBF) para 4500 rpm, 20% de torque máximo e $\lambda = 1,00$.

MBF x Ângulo do Virabrequim

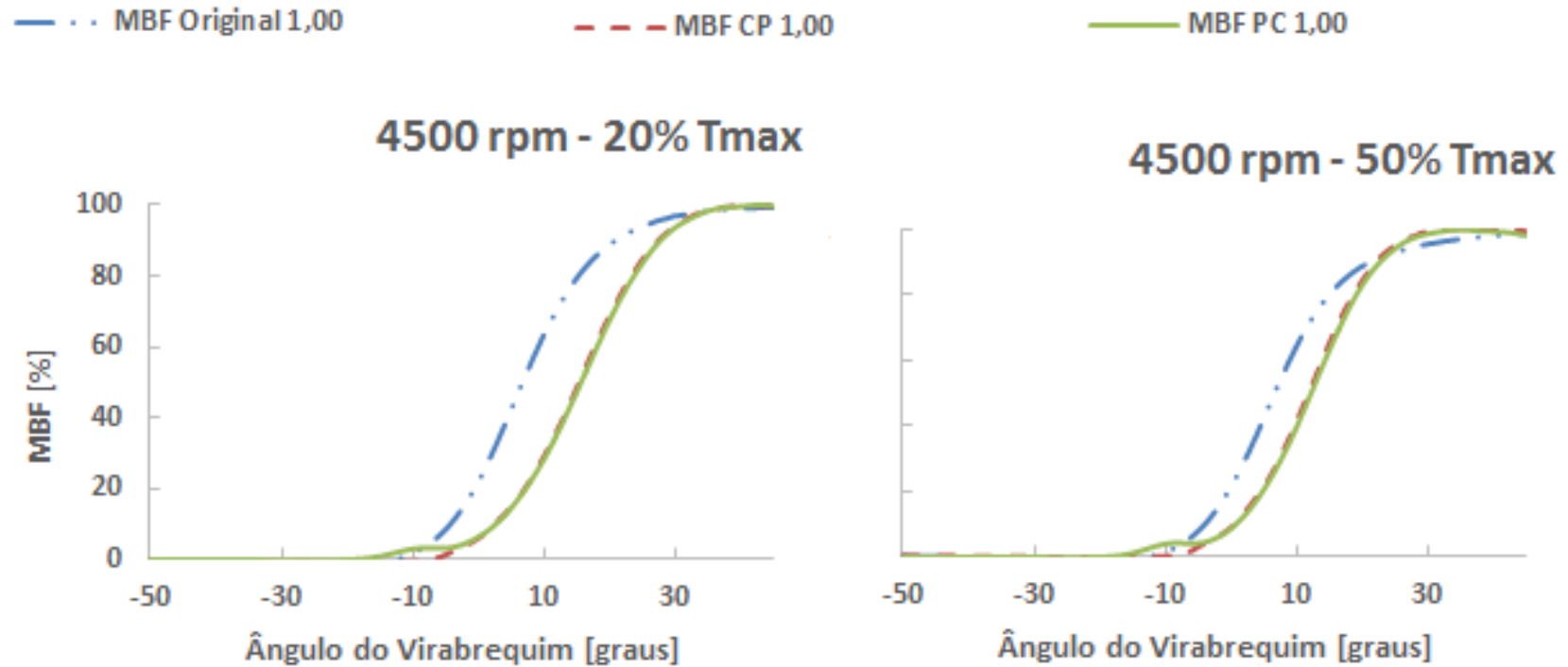


Figura 4.6 - Fração de massa queimada de combustível queimado (MBF) versus ângulo do eixo virabrequim, 4500 rpm, 20% e 50% de T_{max} e $\lambda = 1,00$.

A curva de fração de massa de combustível queimado para 20 % e 50 % do torque máximo, mostra um atraso no início da combustão no sistema lança chamas, devido aos diferentes valores de avanço em relação ao sistema original. A duração da combustão é menor no sistema proposto conforme apresentado nas Tabelas 4.7 e 4.8. Nota-se um aumento inicial na fração de massa de combustível queimado em ambas as cargas para “*MBF PC_1,00*”, que representa o dado obtido com a medição realizada na pré-câmara considerando a soma de volumes da pré-câmara e câmara principal em relação ao motor original. Este fato ocorre, pois a queima da massa de mistura contida na pré-câmara ocorre primeiro; posteriormente tem-se um valor de fração de massa de combustível quase constante, o que representa o início de combustão na câmara principal e novamente um aumento da fração de massa de combustível queimado representando a queima na câmara principal. Nota-se também que no final da queima, cerca de 80% de MBF para o motor original, a taxa de queima é reduzida violentamente através da mudança de inclinação da curva e a queima do motor com pré-câmara mantém praticamente a mesma taxa de queima alcançando o motor original em 100% de queima.

A curva obtida através da medição de pressão na pré-câmara é muito semelhante a curva obtida através da medição de pressão na câmara principal, apenas com diferenças significativas no início da combustão na pré-câmara.

A Figura 4.7 mostra a taxa de calor liberado versus ângulo do eixo do virabrequim para 4500rpm, 20% e 50% do torque máximo e $\lambda = 1,00$.

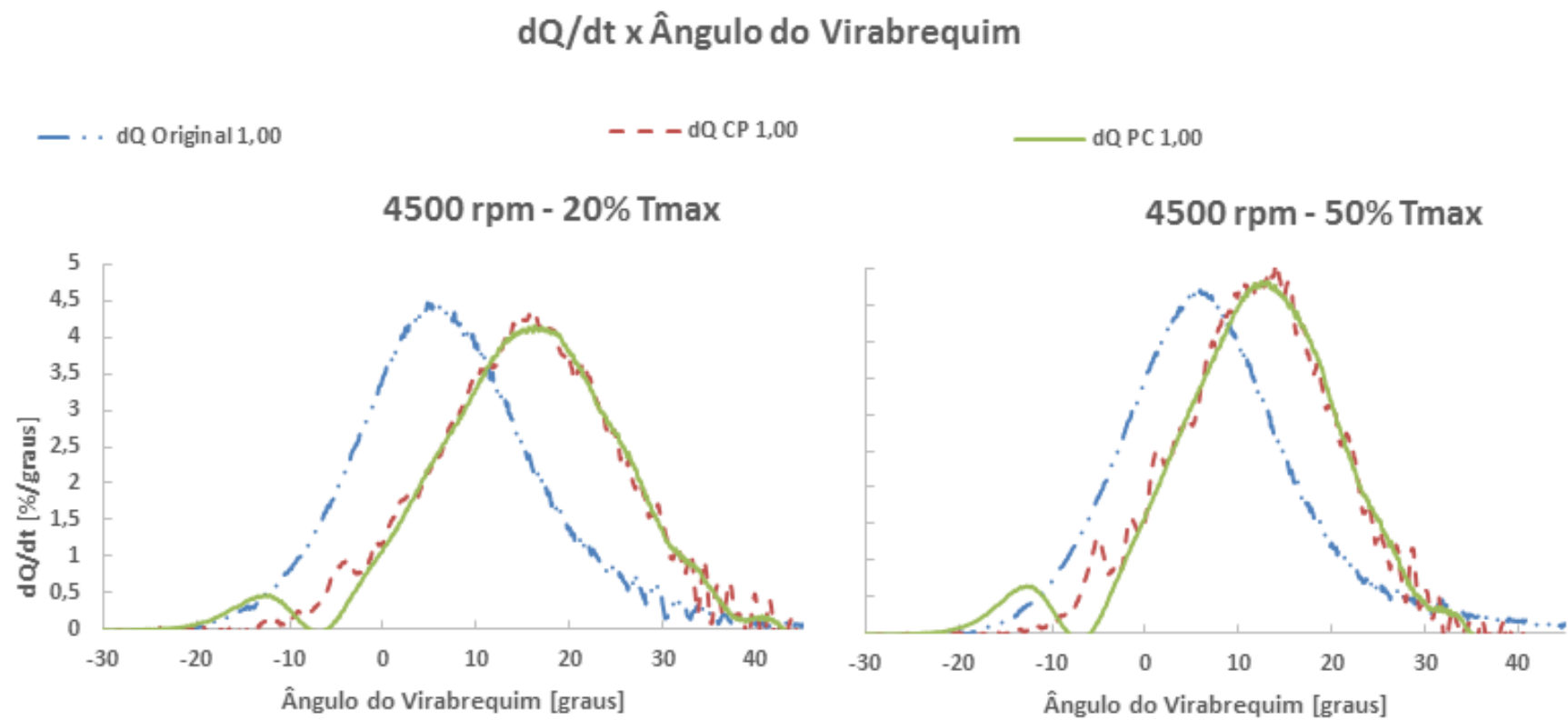


Figura 4.7 - Taxa de calor liberado versus ângulo do eixo do virabrequim para 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo e $\lambda = 1,00$.

Conforme a Figura 4.7, o valor máximo da taxa de liberação de calor no sistema de ignição convencional é maior do que o apresentado pelo sistema de ignição por lanças para a menor carga. Para a maior carga temos uma maior taxa de liberação de calor com o sistema de ignição por lanças, porém com pequeno aumento. Novamente, pode ser visto uma inflexão no início da curva da taxa de calor liberado na pré-câmara em ambas as cargas denominado “ $dQ_{PC 1,00}$ ”. Isto representa o momento em que a pré-câmara descarrega o jato de chama na câmara principal, após este comportamento a taxa de calor liberado volta a aumentar fornecendo energia para a câmara principal. A curva da taxa de calor liberado da câmara principal, denominado “ $dQ_{CP 1,00}$ ” também possui um ponto de inflexão em seu início o que pode indicar o atraso de ignição (MBF 0-10%) na câmara principal com o sistema de ignição por lanças.

A Figura 4.8 mostra o perfil de temperatura da câmara principal obtida pelo *IndCom*, tanto para o motor original quanto para o motor dotado do sistema de ignição por lanças para 20% e 50% torque máximo, 4500rpm e $\lambda = 1,00$.

Temperatura CP x Ângulo do Virabrequim

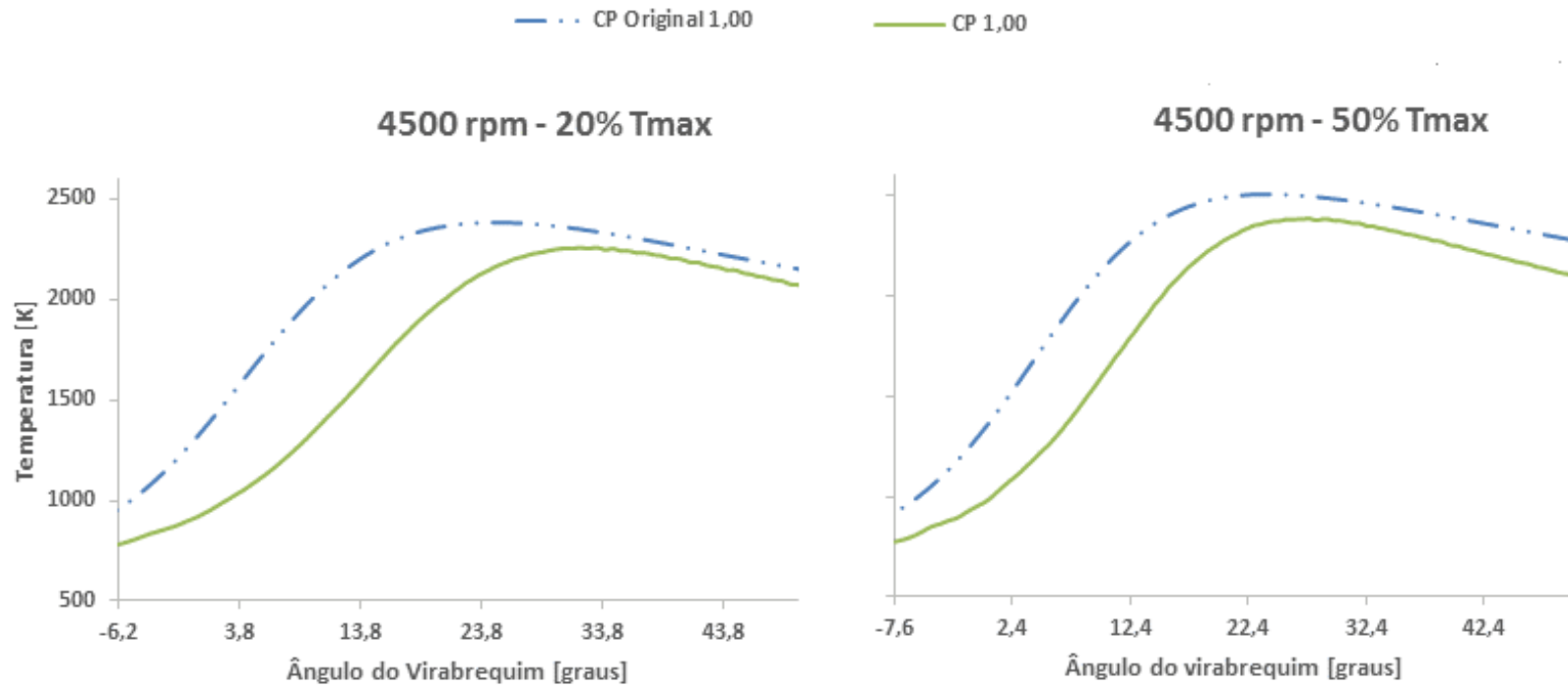


Figura 4.8 – Temperatura na câmara principal a 4500rpm, 20% e 50% do torque máximo e $\lambda = 1,00$.

Conforme mostrado na Figura 4.8 a temperatura na câmara principal é menor no sistema de ignição por lança chamas se comparada a temperatura na câmara principal do sistema original. Ao final, a temperatura da câmara principal no motor com pré-câmara tende a alcançar o motor original, devido a ser essa a região onde a taxa de combustão continua elevada no sistema de ignição por lança chamas e a do motor original já está reduzida, conforme apresentado na Figura 4.6. A curva de temperatura da pré-câmara será apresentada posteriormente.

De forma análoga, a curva de temperatura da pré-câmara não pode ser estimada diretamente com o uso do *IndiCom*, e será apresentada posteriormente.

4.4 - RESULTADOS DE COMBUSTÃO NA PRÉ-CÂMARA

A análise de combustão na pré-câmara foi realizada separadamente, sendo obtidas e analisadas o avanço de ignição, a fração de massa de combustível queimado (MBF), a duração da combustão (MBF 10%-90%) e a taxa de calor liberado em função do ângulo do virabrequim. Os dados foram obtidos através do *IndiCom* e as análises foram realizadas para a velocidade de 4500 rpm, a 20% e 50% do torque máximo e com lambda 1,00.

As Tabelas 4.9 e 4.10 apresentam o avanço e a duração da combustão para a condição de 20% e 50% do torque máximo, respectivamente. A denominação “*Precamara*” representa a análise realizada somente na pré-câmara e a denominação “*PCP_Torch_Individual*” representa a análise da câmara principal de combustão de forma separada ou seja sem o volume da pré-câmara somado ao volume da câmara principal e a denominação “*Original*” representa a análise feita na câmara de combustão do motor original.

Tabela 4.9 – Avanço e duração da combustão – 4500 rpm, 20% Tmax e $\lambda = 1,00$

Configuração	Avanço (°PMS)	MBF 10% (°PMS)	MBF50% (°PMS)	MBF90% (°PMS)	MBF (0-10)%	MBF (10-50)%	MBF (50-90)%	MBF (10-90)%
Original	-42,40	-4,70	7,05	21,55	37,70	11,75	14,50	26,25
Precamara	-22,80	-15,60	-12,80	-10,00	7,20	2,80	2,80	5,60
PCP_Torch_Individual	-6,20	2,75	15,45	27,45	8,95	12,70	12,00	24,70

Tabela 4.10 – Avanço e a duração da combustão para 4500 rpm, 50% Tmax e $\lambda = 1,00$

Configuração	Avanço (°PMS)	MBF 10% (°PMS)	MBF50% (°PMS)	MBF90% (°PMS)	MBF (0-10)%	MBF (10-50)%	MBF (50-90)%	MBF (10-90)%
Original	-40,00	-3,80	6,80	21,95	36,20	10,60	15,15	25,75
Precamara	-20,50	-15,95	-13,00	-10,30	4,55	2,95	2,70	5,65
PCP_Torch_Individual	-7,60	1,20	12,10	22,35	8,80	10,90	10,25	21,15

Através das Tabelas 4.9 e 4.10 pode-se verificar uma combustão extremamente rápida, na pré-câmara através do MBF(10-90) %. O retardo de ignição (MBF 0-10%) pode ser considerado pequeno, se comparado aos outros resultados apresentados. A velocidade de queima permanece constante durante toda a combustão na pré-câmara, pois os valores encontrados para esta condição de teste para MBF (10-50%) e MBF (50-90%) são semelhantes. Os resultados para a câmara de combustão principal com o sistema de ignição por lança chamas são iguais aos apresentados na Tabela 4.7 e 4.8.

A Figura 4.9 mostra a curva fração de massa de combustível queimado (MBF) para a condição ensaiada.

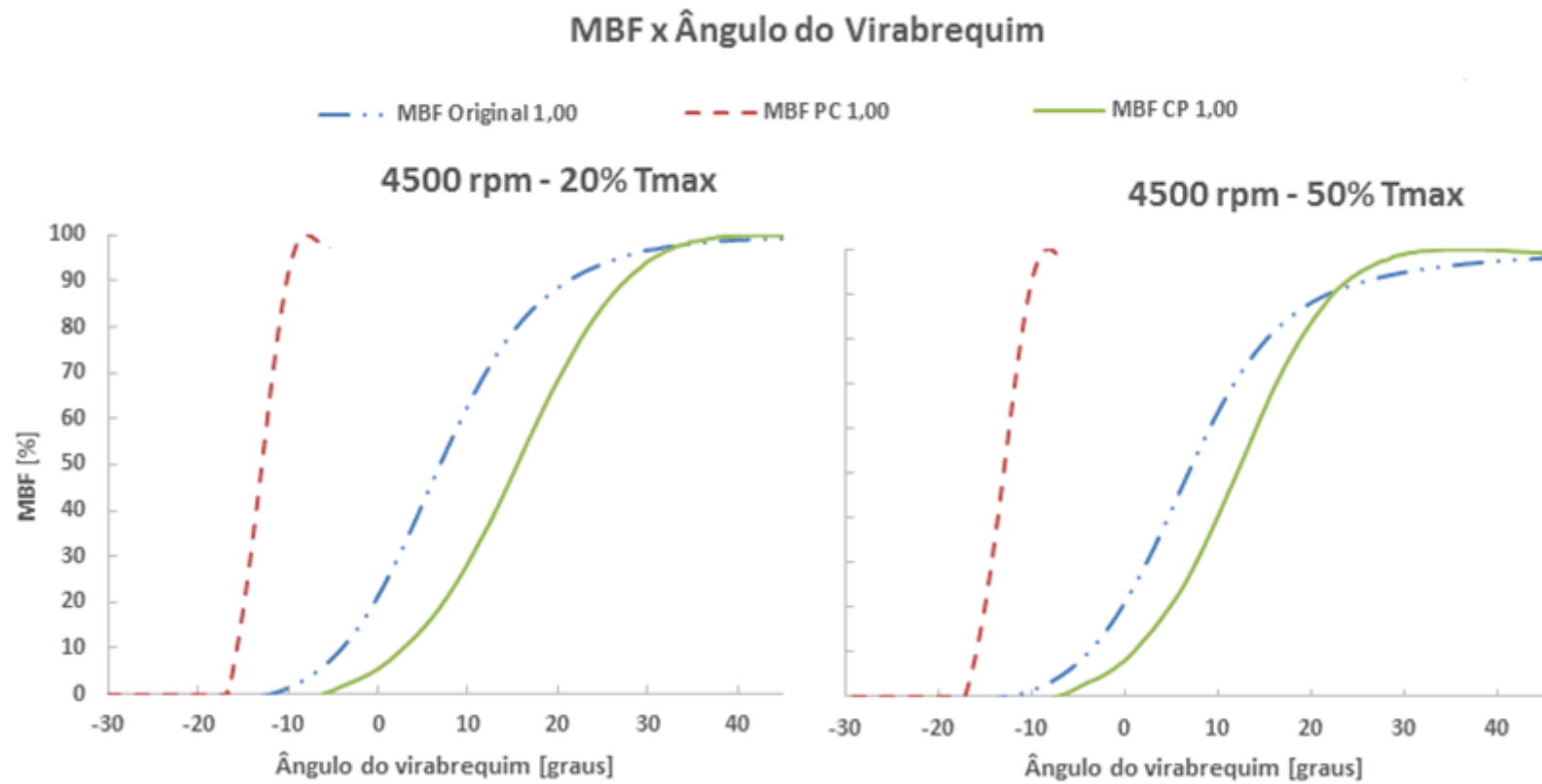


Figura 4.9 – Fração de massa queimada em câmaras separadas por ângulo do virabrequim para 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo e $\lambda = 1,00$.

De acordo com a Figura 4.9 a inclinação da curva para a pré-câmara para as duas cargas se aproxima muito mais de uma reta horizontal, o que indica uma alta velocidade de queima, como mostrado na Tabela 4.9 e 4.10. O fim de queima na pré-câmara é dado próximo ao ângulo de manivelas de $-6,2^\circ$ para a carga de 20 % do torque máximo. Este ponto se aproxima do início de queima da câmara principal com o sistema de ignição por lança chamas. Para a carga de 50 % do torque máximo o fim de queima na pré-câmara é dado próximo ao ângulo de manivelas de $-7,6^\circ$; este ponto se aproxima do início de queima da câmara principal dotada do sistema de ignição por lança chamas nesta condição de carga.

A Figura 4.10 mostra a taxa de calor liberado nas diferentes câmaras versus ângulo do eixo do virabrequim para 4500rpm, 20% e 50% do torque máximo e $\lambda = 1,00$.

Taxa de Calor Liberado x Ângulo do virabrequim

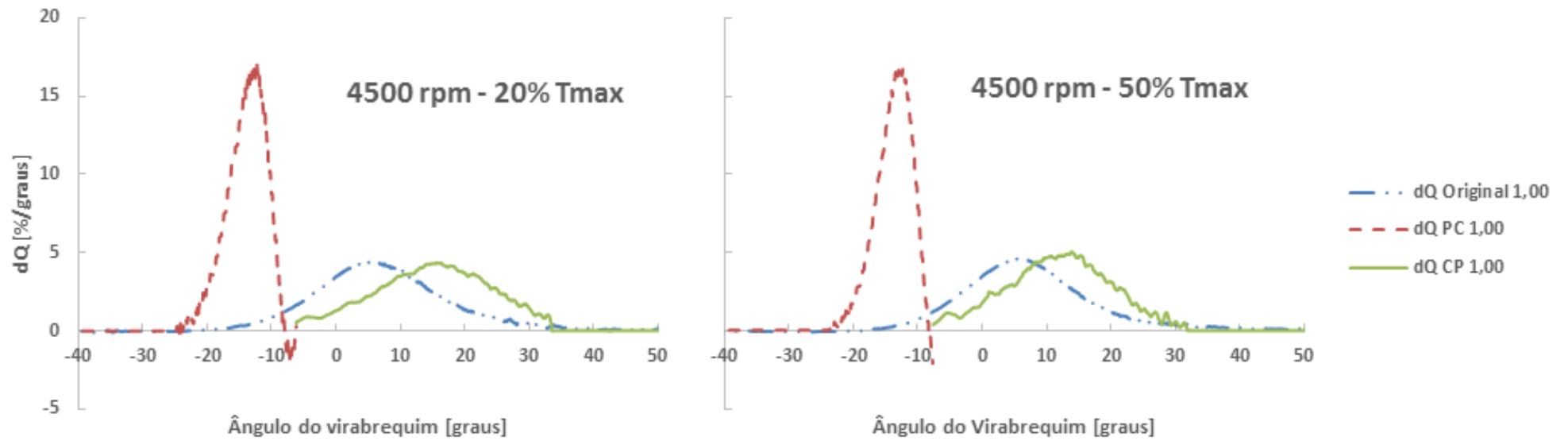


Figura 4.10 – Taxa de calor liberado nas diferentes câmaras versus ângulo do eixo do virabrequim para 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo com $\lambda = 1,00$.

Através da análise da Figura 4.10, pode-se perceber que a taxa de calor liberado na pré-câmara em função ângulo do virabrequim é muito superior se comparado ao da câmara principal, isto devido ao pequeno tempo de combustão na pré-câmara, totalizando 5,60 graus para a combustão completa na pré-câmara MBF (10-90%) na carga de 20% do torque máximo. O comportamento para 50% do torque máximo do motor é semelhante em relação a taxa de liberação de calor na pré-câmara. A taxa de liberação de calor para as câmaras principais se assemelha a da Figura 4.7 já apresentada.

Nota-se um comportamento de semelhança para a taxa de liberação de calor da pré-câmara para o ponto de 4500 rpm com 20% do torque máximo e 4500 rpm com 50% do torque máximo. Estes pontos apesar de ensaiados com diferentes cargas, possuem um comportamento semelhante em relação a taxa de liberação de calor, como mostrado na Figura 4.11.

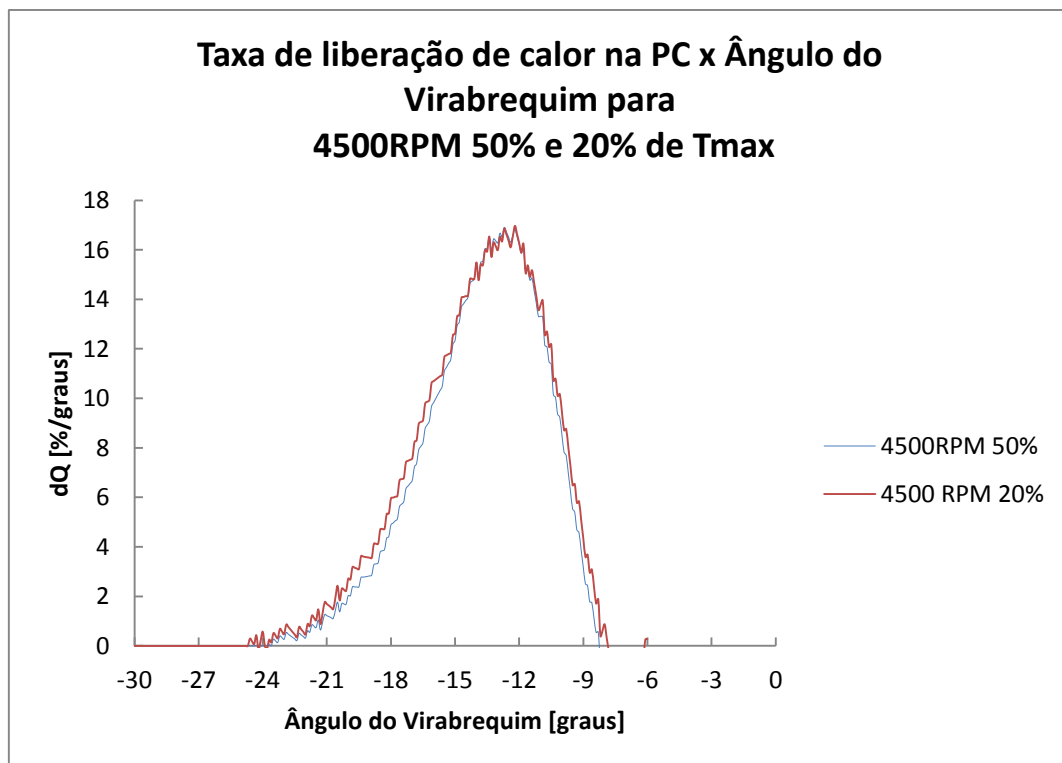


Figura 4.11 – Taxa de liberação de calor da pré-câmara em função do ângulo do virabrequim para 20% e 50% de T_{max} a 4500rpm e $\lambda = 1,00$.

Através da Figura 4.11 é possível verificar que a taxa de liberação de calor da pré-câmara ocorre de forma semelhante mesmo para cargas diferentes. Desta forma uma análise mais detalhada foi realizada deste suposto comportamento. Realizou-se a integração tanto do calor fornecido pela pré-câmara quanto do calor fornecido pela câmara principal, onde a

soma dos dois representa o calor total fornecido para geração de trabalho. Assim, pode-se determinar quanto cada câmara de combustão fornece de calor. Conhecendo a vazão mássica de combustível determina-se a potência fornecida pelo combustível e assume-se que este valor representa a quantidade de calor total fornecida ao motor. Dividindo-se pela quantidade de calor fornecida por cada câmara de combustão tem-se o percentual de fornecimento de cada câmara. A Tabela 4.11 apresenta um resumo da energia fornecida por ambas as câmaras de combustão para as duas condições ensaiadas.

Tabela 4.11 - Energia fornecida em % e valor absoluto por cada câmara de combustão.

4500rpm	20% Tmax	50% Tmax
Câmara principal (%)	95,14%	96,47%
Câmara principal (kW)	59,69	109,64
Pré-câmara (%)	4,86%	3,53%
Pré-câmara (kW)	3,05	4,01

Os resultados obtidos mostram uma diminuição no fornecimento de energia da pré-câmara com o aumento da carga do motor. Pode-se associar este comportamento a uma piora no enchimento de massa de mistura fresca da pré-câmara com maiores cargas, onde existe uma maior retenção de mistura na câmara principal. Pode-se concluir também que para a utilização em maiores cargas é desejável construir uma pré-câmara com maior volume e/ou maior área de comunicação entre pré-câmara e câmara principal para que a taxa de fornecimento de calor seja satisfatória.

Como mencionado anteriormente, a temperatura na pré-câmara foi determinada através de uma metodologia desenvolvida e apresentada no item 3.5 da metodologia. Para a condição de 4500 rpm com 20 % e 50% do torque máximo a Figura 4.12 apresenta o perfil de temperatura na pré-câmara.

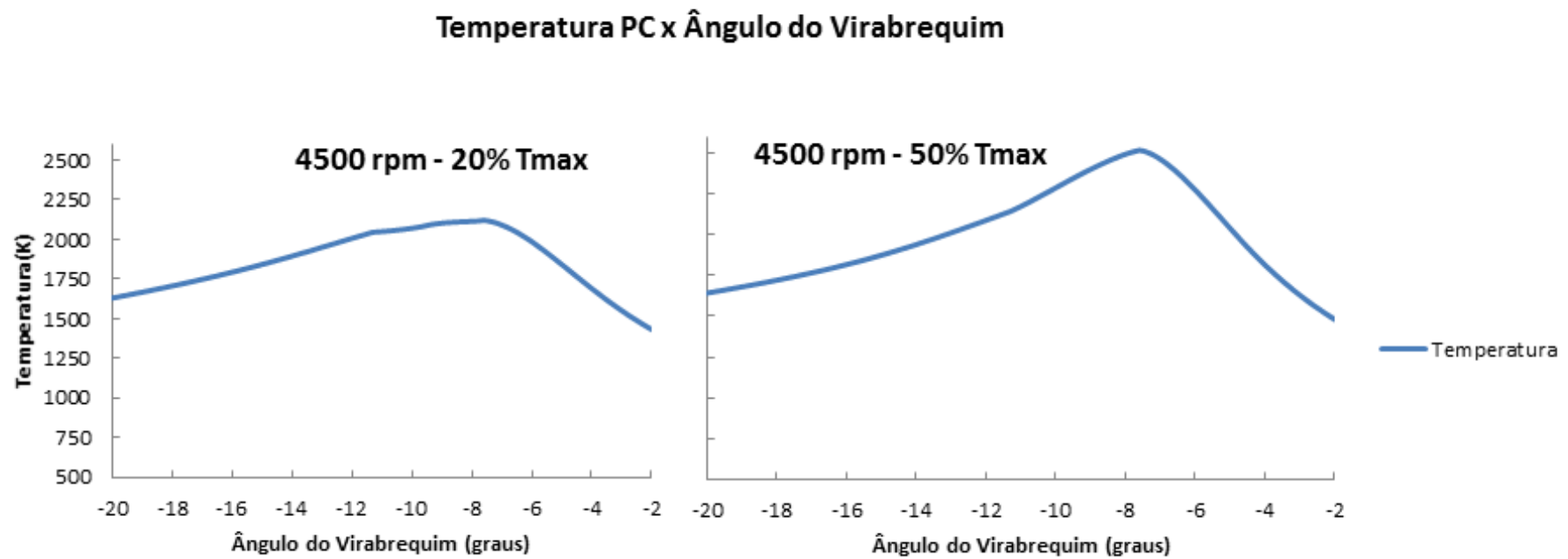


Figura 4.12 – Temperatura na pré-câmara versus ângulo de virabrequim em 4500 rpm, 20% e 50% do torque máximo com $\lambda = 1,00$.

De acordo com a Figura 4.12, a temperatura calculada na pré-câmara é menor que a temperatura da câmara principal tanto para o motor original quanto para o motor com o sistema de ignição por lança chamas em ambas as cargas. Desta forma, espera-se uma menor geração de NO_x na pré-câmara e também uma menor deterioração por oxidação em altas temperaturas.

4.5 - RESULTADOS DAS EMISSÕES DE POLUENTES

Os resultados para as emissões de poluentes foram obtidos com o equipamento PC-MULTIGAS da marca NAPRO. Este equipamento utiliza a base volumétrica seca, que fornece o valor da concentração em partes por milhão (ppm) ou % vol (porcentagem em volume). Foi adotado um procedimento de cálculo utilizado por MELO (2012), descrito na metodologia, para gerar as emissões específicas de poluentes em g/kWh, com o intuito de permitir futuras comparações em motores de maior ou menor tamanho, alimentados com diferentes combustíveis.

Os poluentes medidos e analisados foram o monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), e hidrocarbonetos (THC).

4.5.1 - Emissões de monóxido de carbono – CO

A Figura 4.13 apresenta as emissões específicas de CO para os torques de 20%, 30% e 50% do torque máximo.

Emissões CO

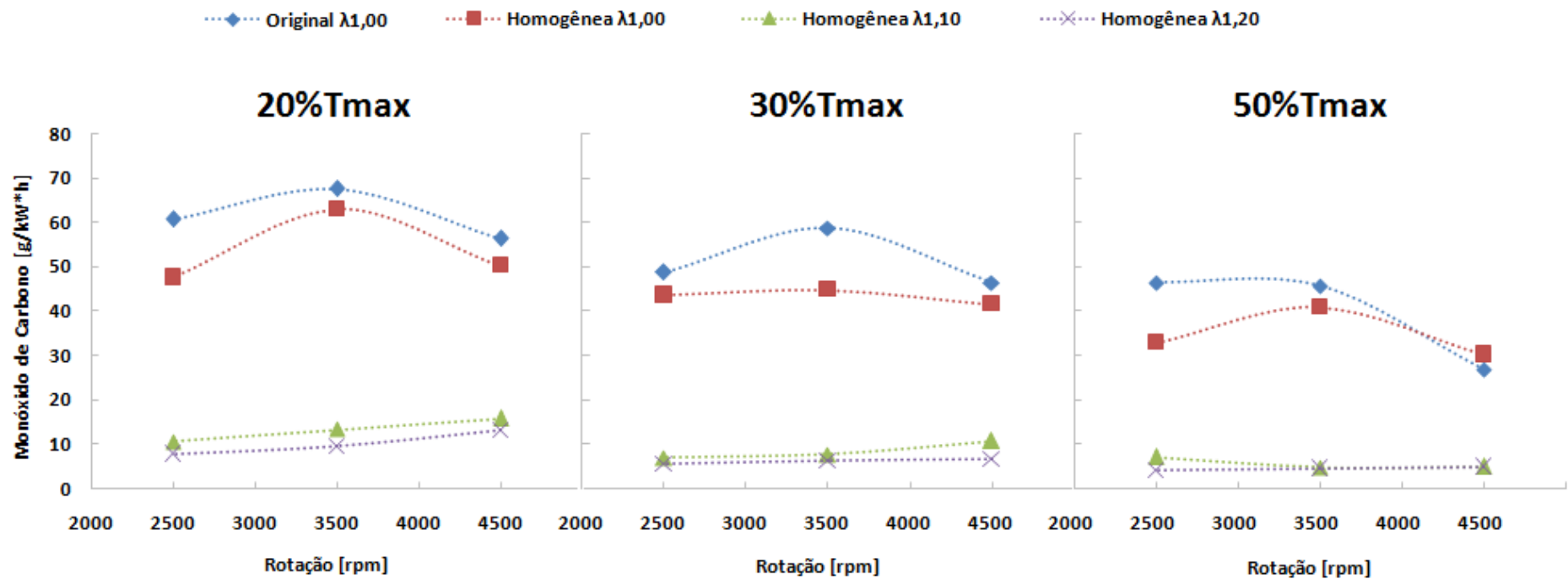


Figura 4.13 – Emissões específicas de monóxido de carbono (CO) para 20%, 30 e 50% do torque máximo.

Através da análise da Figura 4.13 pode-se perceber uma diminuição nas emissões de monóxido de carbono com a utilização do sistema de ignição por lança chamas em todos os pontos ensaiados com exceção do ponto de 4500 rpm, 50% do torque máximo e $\lambda = 1$. Com o empobrecimento da mistura as emissões de CO, apresentam uma diminuição drástica quando comparado aos valores obtidos com a estequiometria. Esta redução está associada à maior disponibilidade de oxigênio nos gases de combustão para se associar ao CO e formar CO₂. Para $\lambda = 1,10$ e $\lambda = 1,20$ as emissões específicas possuem uma tendência semelhante para todas as cargas. Percebe-se também que o aumento da carga, reduz as emissões de CO de forma geral, fato que pode ser atribuído à maior turbulência gerada na câmara de combustão, permitindo um aumento na eficiência de combustão e conseqüentemente, uma redução de emissões de CO. As Tabelas 4.12; 4.13 e 4.14 apresentam as diferenças percentuais das emissões de CO entre o sistema de ignição por lança chamas e o sistema original.

Tabela 4.12 – Diferença Percentual Emissões de CO – 20% Tmax

Emissões CO - 20% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	-10,84%	-72,01%	-76,65%
3500	-6,90%	-80,24%	-85,90%
2500	-21,59%	-82,74%	-87,21%

Tabela 4.13 – Diferença Percentual Emissões de CO – 30% Tmax.

Emissões CO - 30% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	-10,32%	-76,76%	-85,58%
3500	-23,72%	-86,62%	-89,07%
2500	-10,36%	-85,59%	-88,26%

Tabela 4.14 – Diferença Percentual Emissões de CO – 50% Tmax.

Emissões CO - 50% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	+12,89%	-81,69%	-81,91%
3500	-10,51%	-89,67%	-89,97%
2500	-29,23%	-84,73%	-91,21%

As Tabelas 4.12 a 4.14 mostram uma redução de emissões de CO em praticamente toda sua faixa. Quando o sistema de ignição por lança chamas opera com $\lambda=1,20$ tem-se diminuição de até 91,21% se comparado ao motor original. Com a carga de 50% do torque máximo, 4500 rpm e $\lambda=1,00$ o sistema de ignição proposto apresentou um aumento nas emissões específicas de CO na ordem de 12,88%.

4.5.2 - Emissões de Dióxido de Carbono – CO₂

A formação do dióxido de carbono e água, nos gases de saída de um motor de combustão interna é fruto da combustão do hidrocarboneto com o oxidante. Os ganhos obtidos na redução do consumo específico sugerem uma redução nas emissões de CO₂ em porcentagem por volume, o que pode ser visto em praticamente toda faixa ensaiada como mostra a Figura 4.14 para 50% do torque máximo.

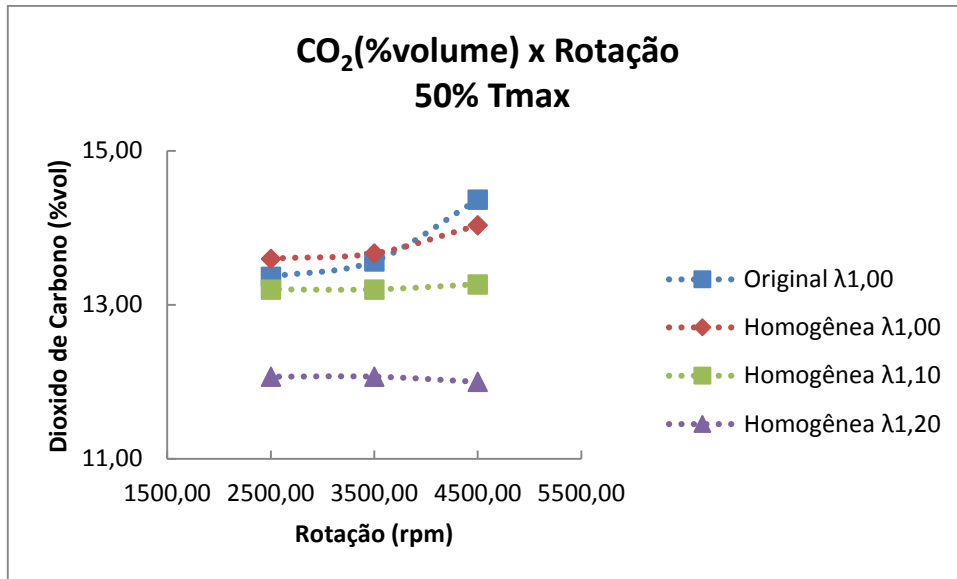


Figura 4.14 – Dióxido de Carbono versus rotação – 50% do torque máximo em% de volume.

Como se optou por apresentar as emissões de poluentes específicas, não necessariamente uma redução nas emissões em % de volume ou partes por milhão, irá gerar uma redução nas emissões específicas; já que estas são influenciadas de forma diretamente proporcional pela vazão de ar e vazão de combustível. Assim a Figura 4.15 apresenta as emissões específicas de CO₂ para os pontos avaliados.

Emissões CO₂

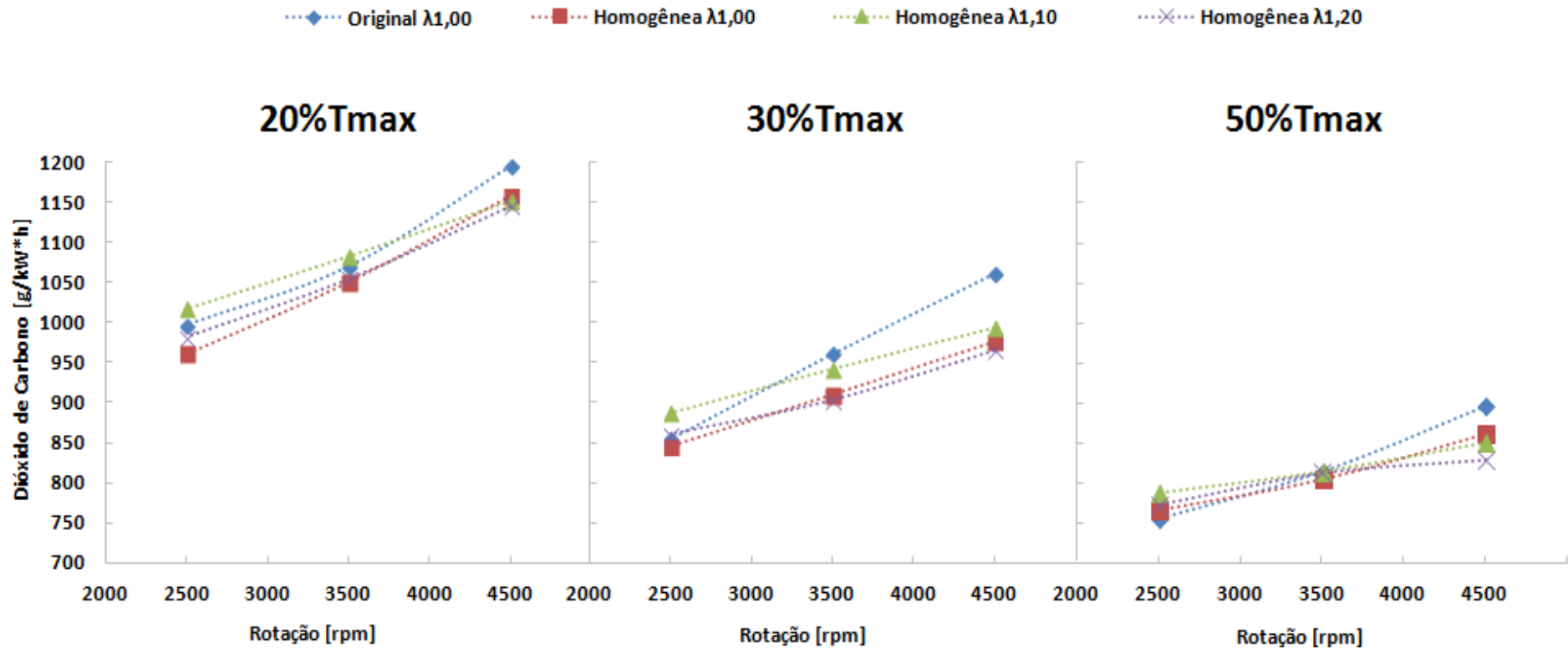


Figura 4.15 – Emissões específicas de dióxido de carbono (CO₂) para 20%, 30% e 50% do torque máximo.

De acordo com a Figura 4.15 verifica-se que para o sistema de ignição por lança chamas operando com $\lambda = 1,10$ as emissões de CO₂ aumentaram em quase todos os pontos ensaiados. Este aumento das emissões específicas de CO₂ indica uma combustão mais completa com o sistema de ignição por lança chamas com um aumento da vazão de ar e uma manutenção da vazão de combustível. Para a rotação de 4500 rpm e as duas maiores cargas, tem-se uma diminuição das emissões específicas, possivelmente associado a diminuição da vazão de combustível, onde uma menor disponibilidade de combustível gera uma menor quantidade de CO₂. As Tabelas 4.15; 4.16 e 4.17 apresentam os valores das diferenças percentuais nas emissões específicas de CO₂.

Tabela 4.15- Diferença Percentual Emissões de CO₂ – 20% Tmax.

Emissões CO2 - 20% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	-3,17%	-3,72%	-4,19%
3500	-1,89%	+1,12%	-1,49%
2500	-3,69%	+1,93%	-1,54%

Tabela 4.16 - Diferença Percentual Emissões de CO₂ – 30% Tmax.

Emissões CO2 - 30% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	-7,88%	-6,33%	-8,82%
3500	-5,19%	-1,91%	-5,87%
2500	-1,02%	+3,81%	+0,74%

Tabela 4.17- Diferença Percentual Emissões de CO₂ – 50% Tmax.

Emissões CO ₂ - 50% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	-3,99%	-5,11%	-7,50%
3500	-1,30%	0,00%	-0,20%
2500	+1,34%	+4,24%	+2,31%

Através das Tabelas 4.15 a 4.17 percebe-se que as emissões de CO₂ para baixas cargas (20% torque máximo) são menores em praticamente todos os pontos ensaiados, com exceção do ponto de operação com $\lambda=1,10$ a 2500 e 3500 rpm. Para as três cargas ensaiadas percebe-se uma tendência de redução das emissões de CO₂ com o aumento da rotação do motor. Este fenômeno pode estar relacionado ao aumento de turbulência no interior do cilindro que aumenta a eficiência de combustão e a demanda uma menor quantidade de combustível para a geração de mesmo torque, obtendo-se uma redução nas emissões de CO₂.

4.5.3 - Emissões de Hidrocarbonetos – THC

De acordo com BOSCH NETO (2012), os fatores críticos que determinam a magnitude da formação de hidrocarbonetos são: a composição do combustível, temperatura do cilindro, combustão incompleta, razão de compressão e razão ar/combustível.

A região ou fenda entre o pistão, anéis do pistão e paredes do cilindro é denominada *crevice*. O volume acumulado no *crevice* pode acumular uma pequena parte do volume de combustível que entra na admissão, sendo que a medida que a pressão no cilindro aumenta durante a compressão, o volume de combustível é forçado para a região de *crevice*. Nos motores de ignição por centelha este fenômeno é um dos principais contribuintes para as emissões de THC. Outra fonte para a formação de hidrocarbonetos é a presença do óleo lubrificante nas paredes da câmara de combustão e a fração de combustível que não queima devido à extinção da chama por resfriamento ao se aproximar da parede do cilindro. BOSCH NETO (2012).

Os resultados das emissões específicas de hidrocarbonetos são apresentados na Figura 4.16 para as cargas analisadas.

Emissões THC

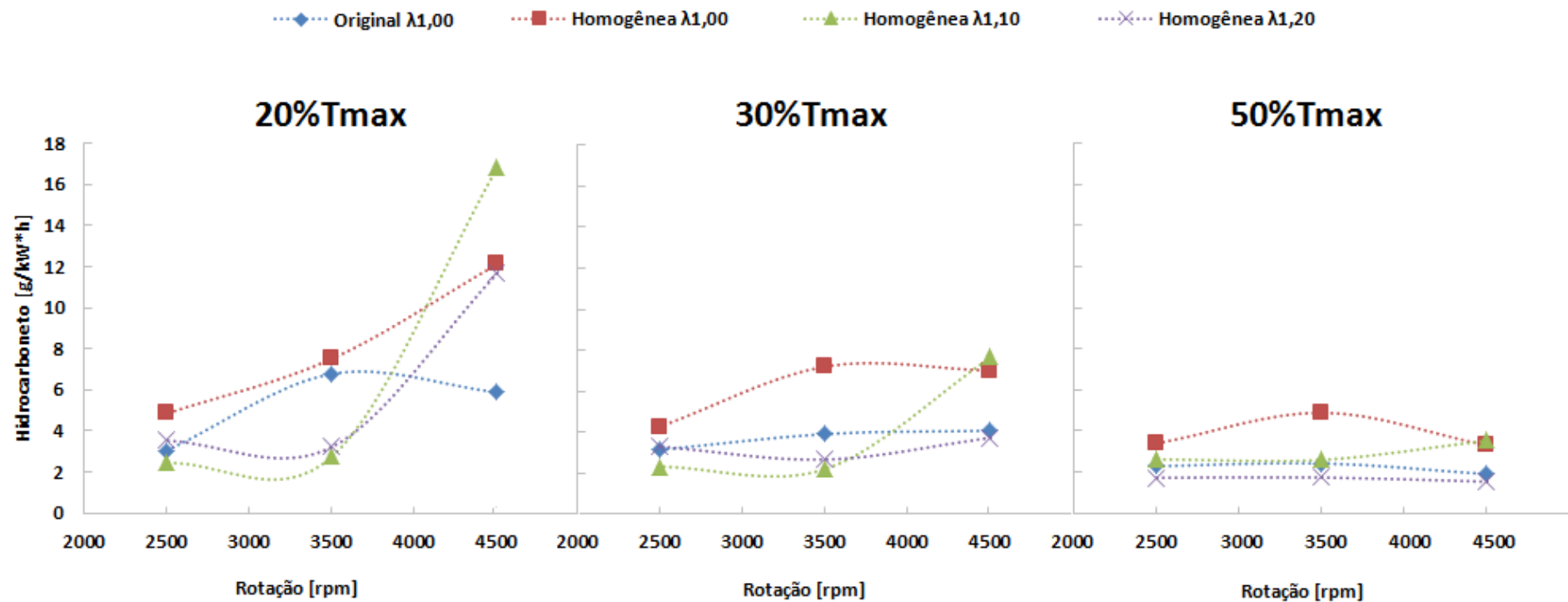


Figura 4.16 – Emissões específicas de hidrocarbonetos (THC) para 20%, 30% e 50% do torque máximo.

Através da análise da Figura 4.16 percebe-se um aumento nas emissões de hidrocarbonetos de uma forma geral. Para as cargas de 30 e 50% do torque na rotação de 4500 rpm e apenas para a mistura com $\lambda = 1,20$ as emissões específicas reduziram. As Tabelas de 4.18 a 4.20 apresentam as diferenças percentuais das emissões específicas de hidrocarbonetos em relação ao motor original.

Tabela 4.18- Diferença Percentual Emissões de THC – 20% do torque máximo.

Emissões THC - 20% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	+106,02%	+185,50%	+98,24%
3500	+10,85%	-59,24%	-52,40%
2500	+58,68%	-19,86%	+15,64%

Tabela 4.19 - Diferença Percentual Emissões de THC – 30% do torque máximo.

Emissões THC - 30% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	+71,25%	+87,08%	-8,25%
3500	+83,26%	-43,14%	-31,59%
2500	+35,65%	-25,64%	+4,89%

Tabela 4.20 - Diferença Percentual Emissões de THC – 50% do torque máximo.

Emissões THC - 50% Tmax			
	Homogênea $\lambda 1,00$	Homogênea $\lambda 1,10$	Homogênea $\lambda 1,20$
4500	+73,05%	+85,63%	-19,03%
3500	+100,96%	+6,76%	-28,19%
2500	+48,09%	+14,60%	-24,48%

As Tabelas 4.18 a 4.20 mostram que as emissões específicas de hidrocarbonetos, quando é utilizado o sistema de ignição por lança chamas, tendem a piorar consideravelmente.

Aumentos foram percebidos em praticamente toda faixa ensaiada, sendo que o maior aumento foi de 185,70%. Para o motor operando com $\lambda = 1,20$ e 50% de carga houve uma redução observada na emissão de hidrocarbonetos em toda faixa de rotação ensaiada de até 28,18%. Esta melhora pode ser associada a alta turbulência gerada nas maiores cargas e rotações, juntamente com a operação do motor com mistura pobre, o que gera uma menor disponibilidade de combustível para formação de THC.

De uma forma geral as emissões de THC apresentam um aumento significativo, se comparado ao motor original. Parte disso pode estar relacionada ao aumento da área de troca de calor na pré-câmara e à forma do jato fornecido a câmara principal. O motor selecionado para a adaptação possui uma grande área de “*squish*” na câmara de combustão principal, o que favorece a troca de calor do cabeçote com a energia oriunda da frente de chama quando esta se propaga para regiões afastadas do centro. A Figura 4.17 mostra a câmara de combustão do cabeçote adaptado e as indicações através de setas vermelhas da área de *squish*.

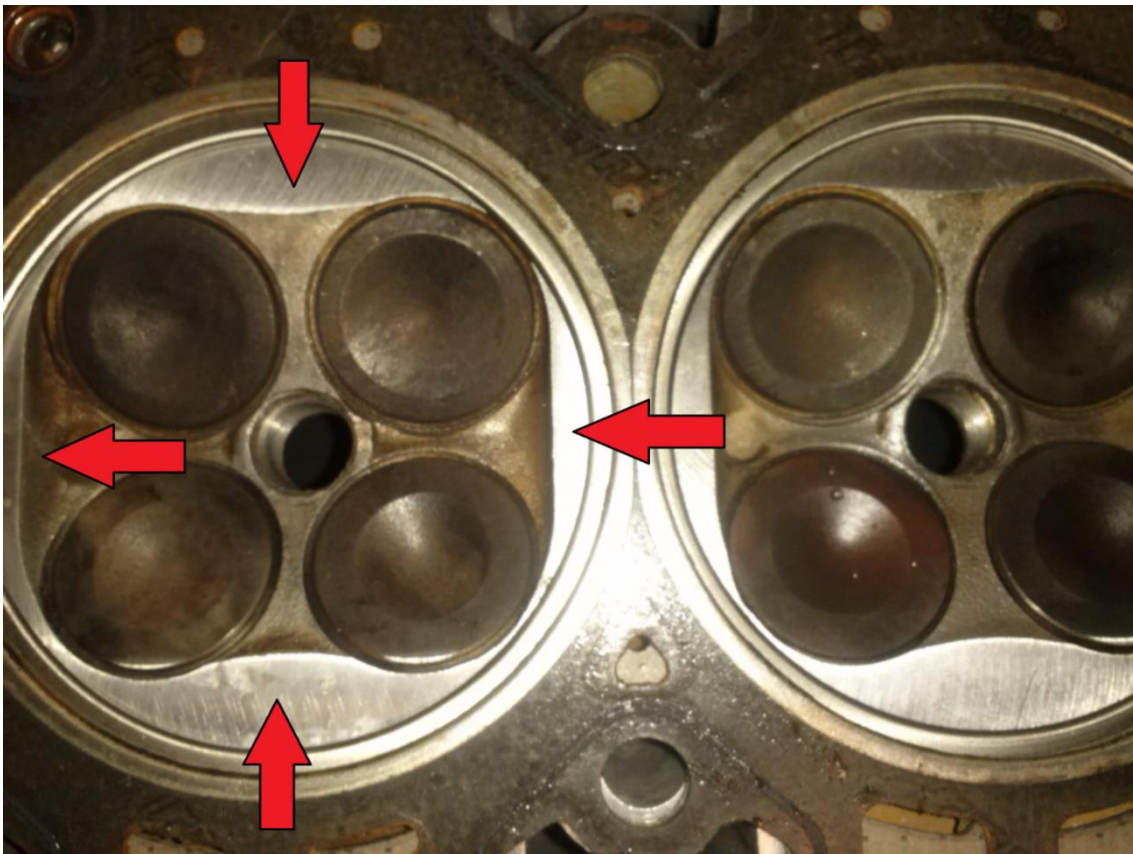


Figura 4.17– Área de *Squish* no cabeçote modificado.

A Figura 4.18 apresenta uma fotografia da cabeça do pistão após todos os testes realizados.

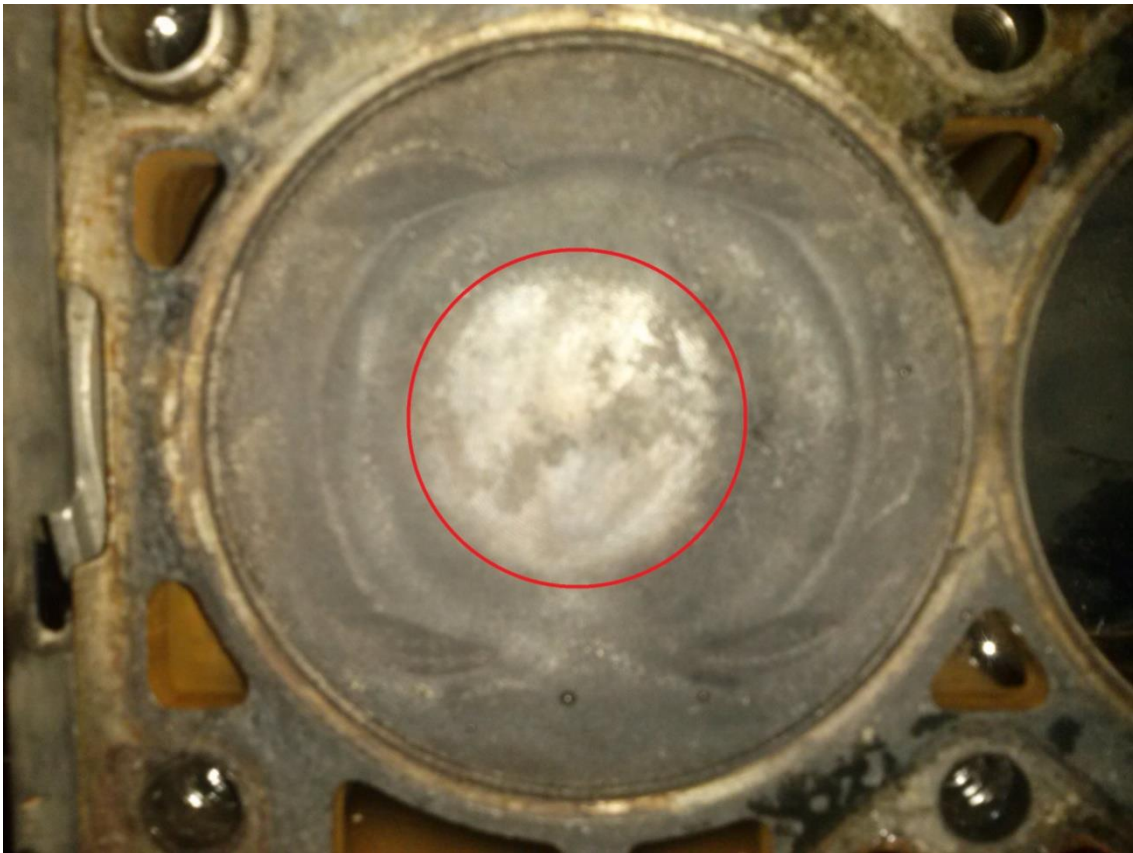


Figura 4.18 – Cabeça do pistão marcada pelo jato de chamas do sistema de ignição por lança chamas.

Através da Figura 4.18 pode-se perceber a cabeça do pistão marcada pelo jato de chama oriundo do dispositivo de interconexão e delimitada pela circunferência em vermelho. O comportamento foi semelhante para os quatro cilindros do motor e o diâmetro médio da circunferência marcada é de 44 milímetros. Isto sinaliza que a propagação da combustão na câmara principal ocorre na forma de um cilindro cônico e não de uma forma esférica como em um motor convencional. Desta forma conclui-se que o sistema de ignição por lança chamas com o cabeçote contendo uma grande área de *Squish* e com o dispositivo de interconexão com um único furo central leva ao aumento dos índices de emissões de hidrocarbonetos. Novos motores com diferentes áreas de *Squish* e novos dispositivos de interconexão devem ser testados.

4.5.4 - Emissões de NO_x

Os resultados calculados para a taxa de formação e o valor total de NO_x em partes por milhão são apresentados nas Figuras 4.19 e 4.20 respectivamente para a condição de 4500 rpm, 20 % do torque máximo e lambda estequiométrico.

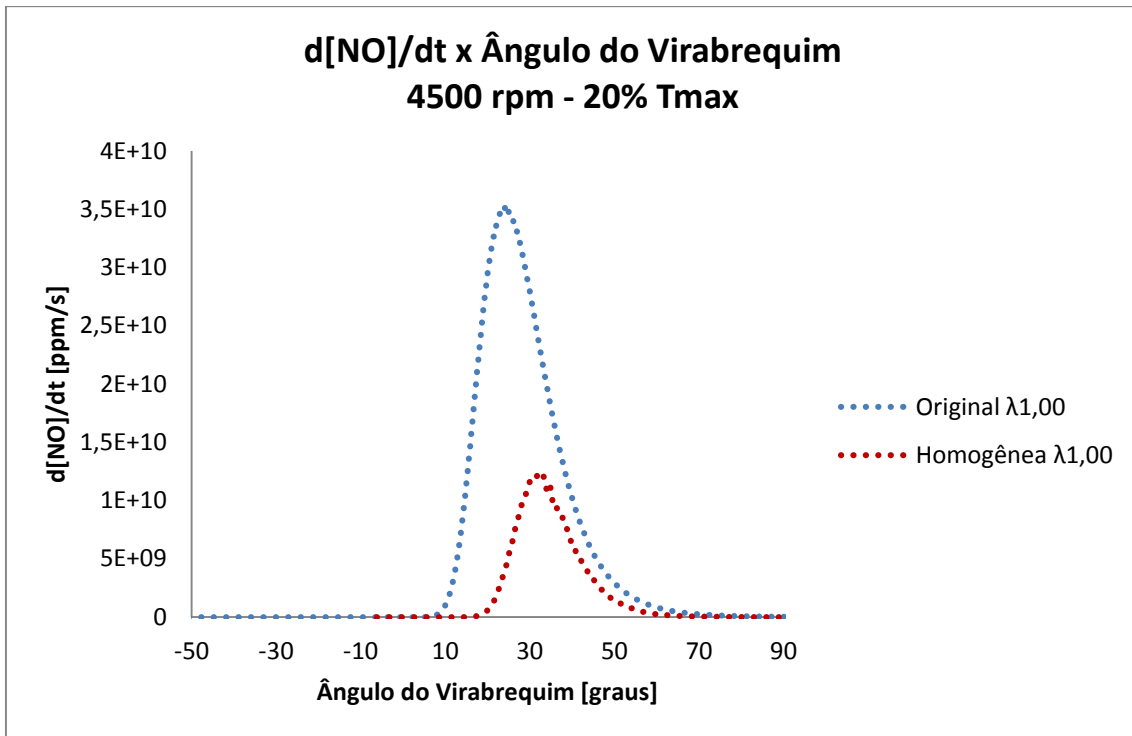


Figura 4.19 - Taxa de Formação de NO em função do ângulo do virabrequim para 4500 rpm, 20% do torque máximo e $\lambda=1,0$.

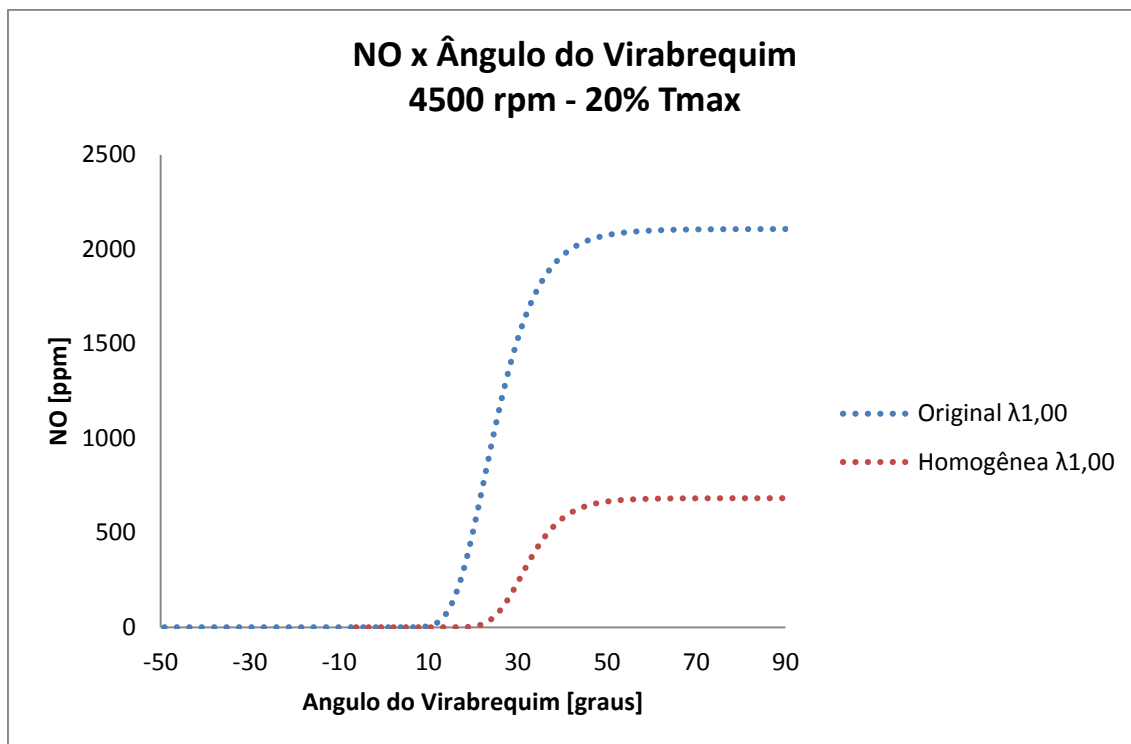


Figura 4.20 - Emissão de NO em função do ângulo do virabrequim para 4500 rpm, 20% do torque máximo e $\lambda=1,0$.

Através das Figuras 4.19 e 4.20 é possível verificar uma menor taxa de formação de NO e uma menor emissão para o sistema de ignição por lança chamas. O sistema proposto, para esta condição obteve uma redução de até 67,58% nas emissões de NOx. De acordo com CARVALHO (2003) a temperatura é a grande responsável pelo nível de NO formado, como verificado nos resultados. O valor da emissão de NOx obtido experimentalmente no motor original foi utilizado para a calibração do modelo. Assim para o ponto de operação de 4500 rpm, 20% do torque máximo, $\lambda = 1,0$ e motor original, o valor do coeficiente de ajuste (CA) foi definido como 10,82. Isto demonstra um afastamento do modelo com o resultado obtido experimentalmente para esta condição de operação. Segundo BOSCH NETO (2012) a previsão das espécies nitrogenadas utilizando-se o modelo de cinética química subestima a formação de NOx, assim um alto valor de ajuste para a calibração do modelo era esperado.

As Figuras 4.21 e 4.22 apresentam a taxa de formação e emissões totalizadas de NO respectivamente, para o ponto de 4500 rpm, 50% do torque máximo e $\lambda=1,0$.

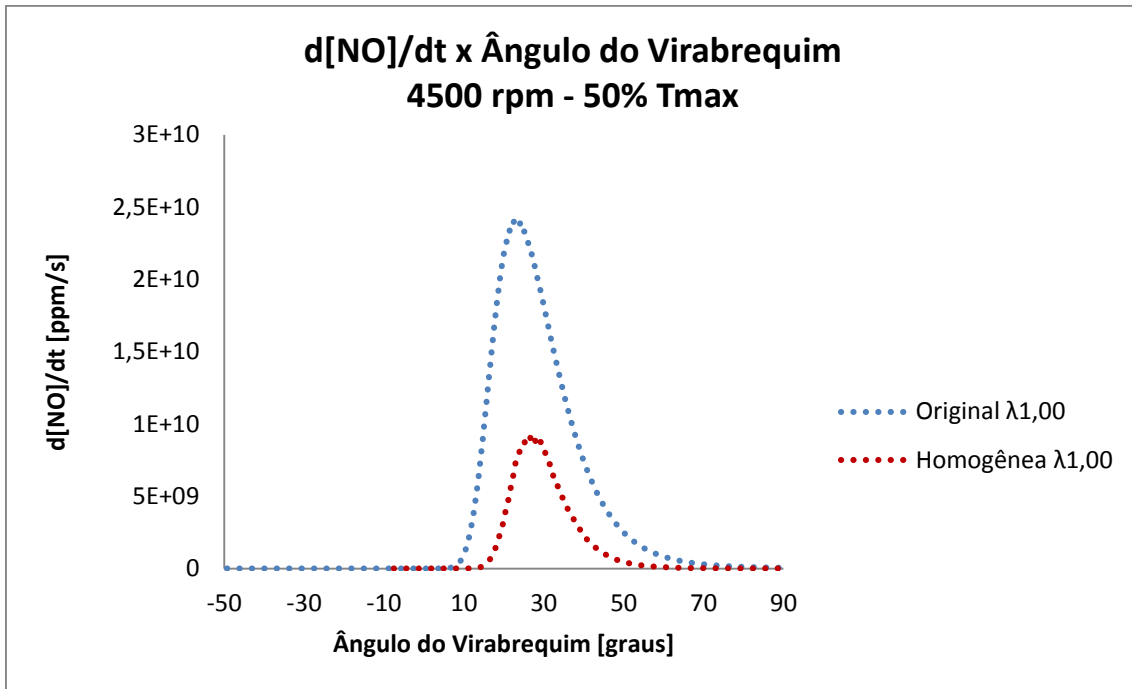


Figura 4.21 - Taxa de Formação de NO em função do ângulo de virabrequim para 4500 rpm, 50% do torque máximo e $\lambda=1,0$.

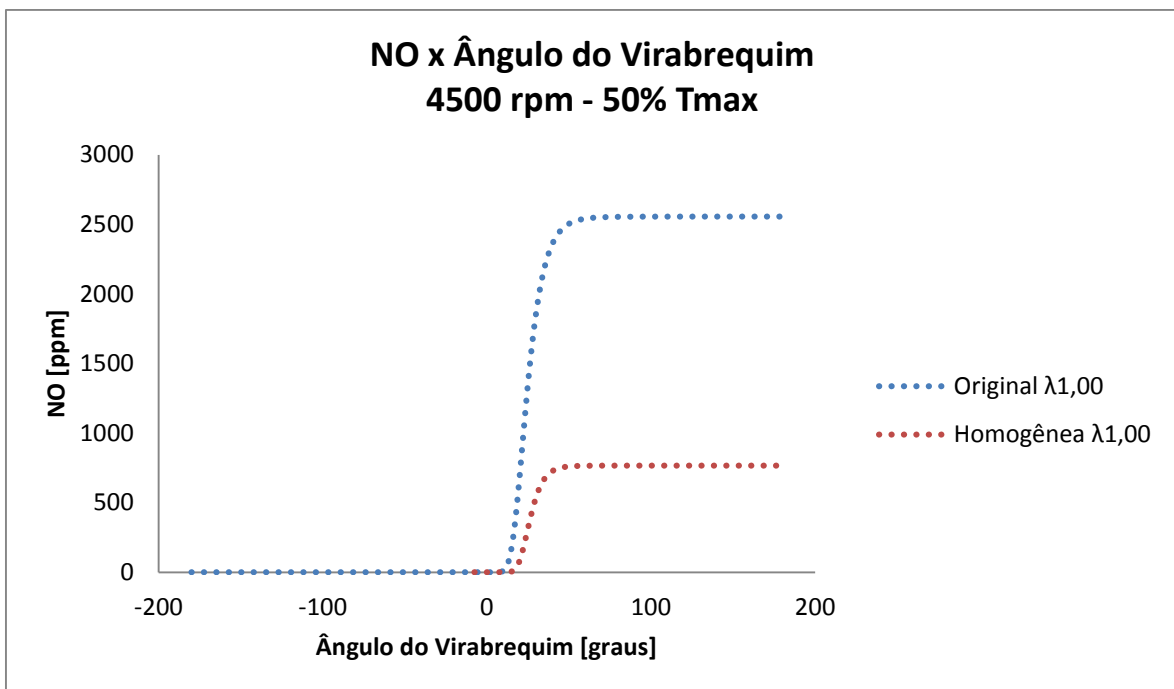


Figura 4.22 - Emissão de NO em função do ângulo de virabrequim para 4500 rpm, 50% do torque máximo e $\lambda=1,0$.

As Figuras 4.21 e 4.22 mostram uma menor taxa de formação e uma menor emissão de NO para o sistema de ignição por lança chamas nesta condição de operação. Para este ponto de operação reduções de até 76% nas emissões de NO_x foram observadas. A

calibração do modelo a partir do valor da emissão de NO_x obtido experimentalmente, no motor original foi realizada. Assim para o ponto de operação de 4500 rpm, 50% do torque máximo e $\lambda = 1,0$, o valor do coeficiente de ajuste (CA) foi definido como 2,17; o que demonstra uma melhora na resposta do modelo para esta condição de operação, se comparado ao ponto anterior, porém ainda assim subestimando os níveis de NO_x como citado anteriormente.

As emissões de NO_x foram apresentadas na base volumétrica em partes por milhão (ppm), devido ao fato de não terem sido determinadas experimentalmente. Sua apresentação em uma base de emissões específicas iria gerar uma maior incerteza dentro dos resultados calculados, resultados estes, que mostraram o potencial de redução de emissão de NO_x do sistema de ignição por lança chamas.

4.6 - RESULTADOS DA ANÁLISE NUMÉRICA DO SISTEMA DE ARREFECIMENTO DA PRÉ-CÂMARA

A simulação em CFD utilizando-se o fluxo de calor médio na pré-câmara, nas condições propostas, de acordo com a Tabela 3.4, são mostradas nas Figuras 4.23 e 4.24. A Figura 4.23 mostra o perfil de temperatura no plano longitudinal, enquanto a Figura 4.24 mostra o perfil de temperatura externo da pré-câmara.

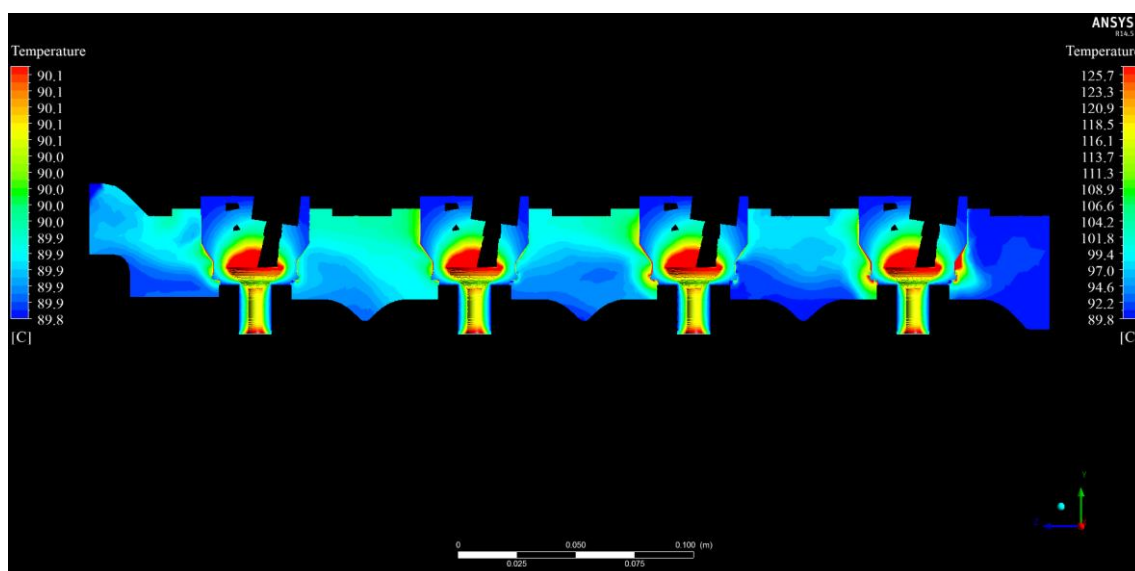


Figura 4.23 – Perfil de temperatura no plano longitudinal do cabeçote para a condição 1.

A escala de temperatura do lado esquerdo representa a temperatura da água em contato com a parede externa da pré-câmara e a escala de temperatura do lado direito representa

a temperatura da parede interna da pré-câmara. A Figura 4.23 mostra maiores temperatura no interior da pré-câmara na ordem de 126 °C próximo a região de combustão e no dispositivo de interconexão na passagem da pré-câmara para a câmara principal. A temperatura da água em contato com a face externa da pré-câmara possui valor estimado de 90°C para a condição 1.

A Figura 4.24 mostra com maiores detalhes o perfil de temperatura na face externa da pré-câmara para a condição 1.

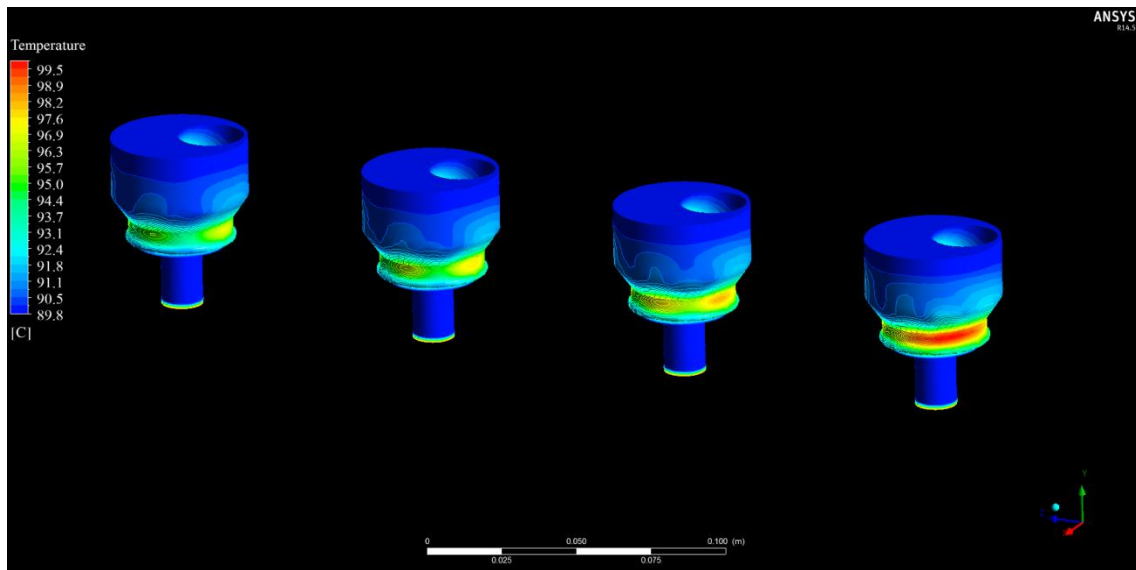


Figura 4.24 – Detalhamento do perfil de temperatura na pré-câmara na face externa para a condição 1.

Através da Figura 4.24 pode-se observar que na junção entre o corpo da pré-câmara e o dispositivo de interconexão tem-se as maiores temperaturas com variação próxima a 10°C.

A Figura 4.25 apresenta o perfil de temperatura na face interna da pré-câmara. Duas regiões de altas temperaturas podem ser notadas com temperaturas na ordem de 125,7°C, sendo uma a região próxima à vela de ignição e a outra na região próxima ao fim do dispositivo de interconexão.

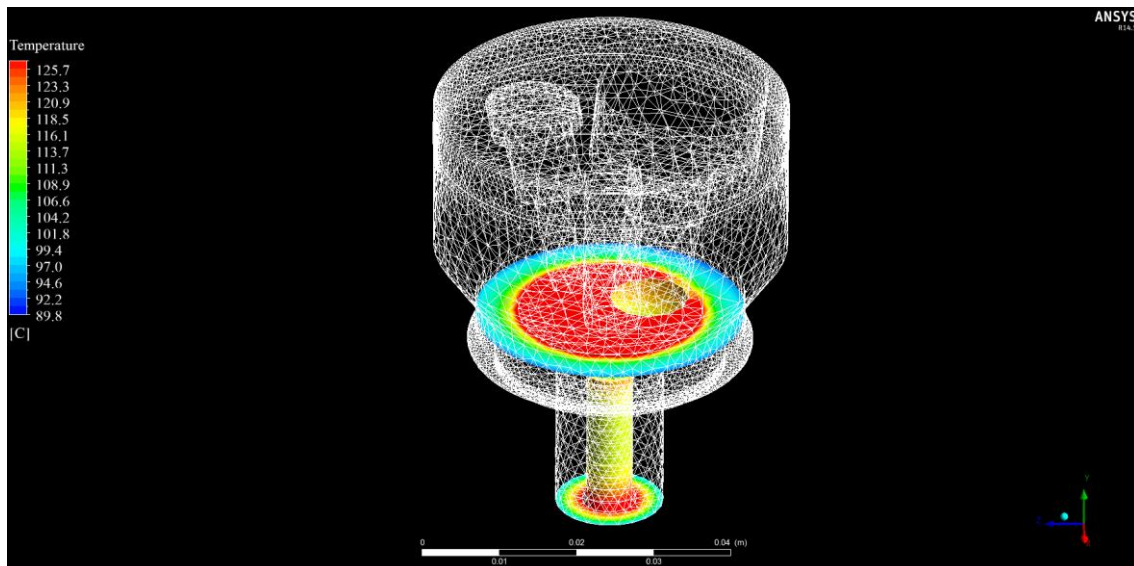


Figura 4.25 – Perfil de temperatura na face interna da pré-câmara para a condição 1.

A Figura 4.26 apresenta o perfil de temperatura no plano longitudinal ao cabeçote para a condição 2. Com o aumento da carga e rotação é esperado um aumento da temperatura, sendo os valores calculados apenas 0,2°C acima da condição anterior.

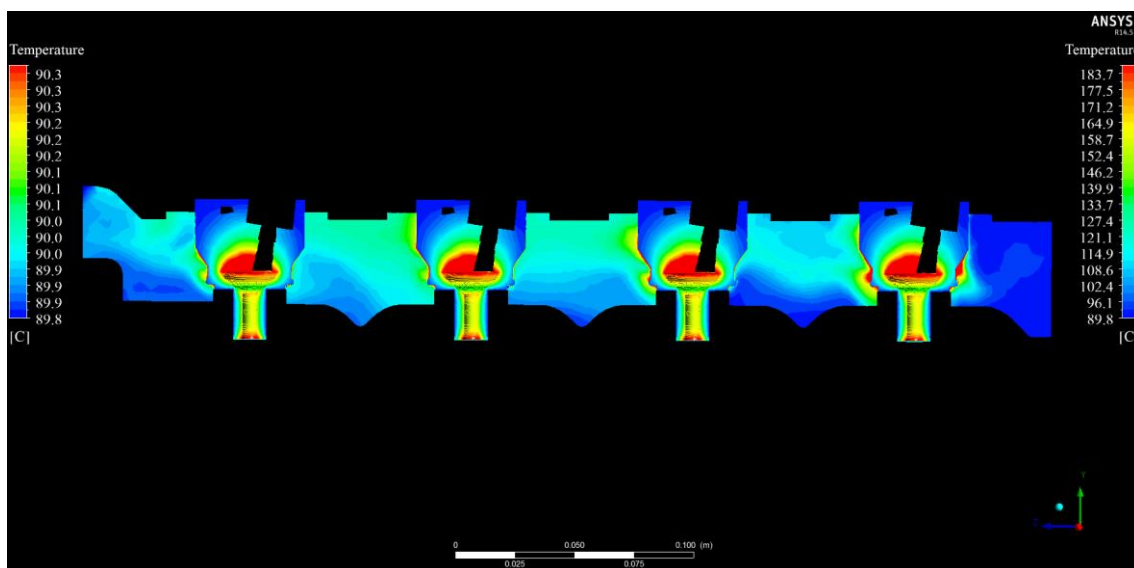


Figura 4.26 - Perfil de temperatura no plano longitudinal do cabeçote para a condição 2.

De forma semelhante, a escala de temperatura do lado esquerdo representa a temperatura da água em contato com a parede externa da pré-câmara e a escala de temperatura do lado direito representa a temperatura da parede interna da pré-câmara. A temperatura a parede interna da pré-câmara para condição 2 chega a 183,7°C, nas regiões próximas a vela de ignição.

A Figura 4.27 apresenta um maior detalhamento do perfil de temperatura na pré-câmara na face externa para a condição 2.

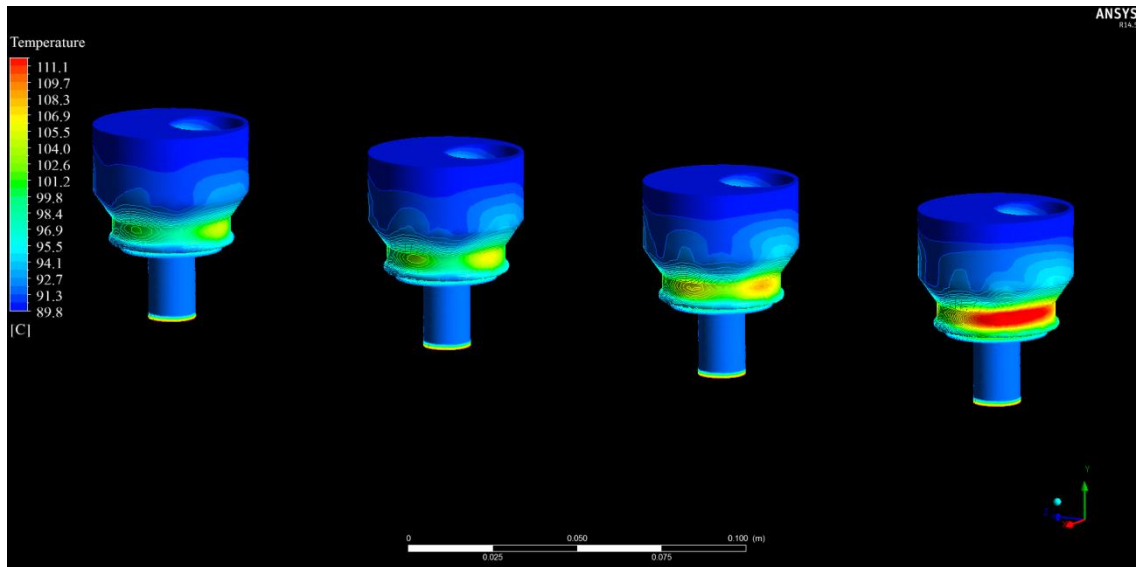


Figura 4.27 – Detalhamento do perfil de temperatura na pré-câmara na face externa para a condição 2.

Através da Figura 4.27 pode-se notar aumento de até 11°C na face externa da pré-câmara do cilindro 1 em relação a condição 1. A temperatura na face externa para as duas condições ensaiadas apresentam um maior valor no mesmo ponto e na mesma pré-câmara, indicando um ponto de possível melhoria.

O perfil de temperatura no interior da pré-câmara na condição 2 é apresentada na Figura 4.28.

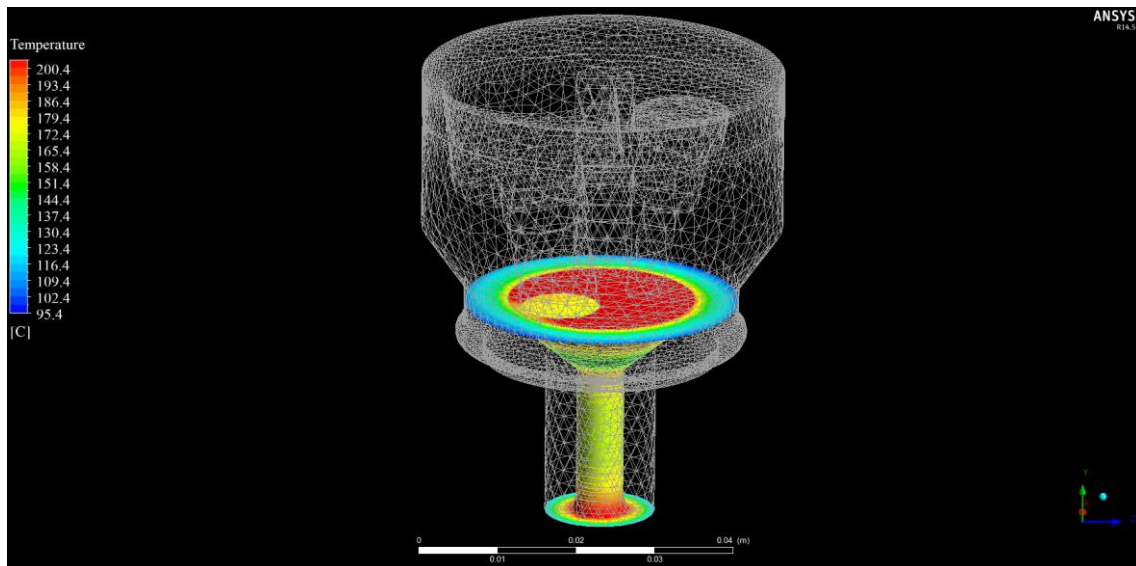


Figura 4.28 – Perfil de temperatura no interior da pré-câmara para condição 2.

Dois regiões de alta temperatura são evidenciadas através da figura 4.50. A região próxima à vela de ignição com temperaturas em torno de 200°C e a região no fim do dispositivo de interconexão com temperaturas de 158°C. A temperatura média na superfície interna para esta condição é de 188°C.

Para a condição de 2500 rpm, a Figura 4.29 mostra que a temperatura média na parede interna da pré-câmara oscila entre 136°C até 139°C no regime transiente. A temperatura de pico é levemente deslocada em relação ao fluxo de calor, o que representa um comportamento esperado, já que a temperatura é consequência do fluxo de calor.

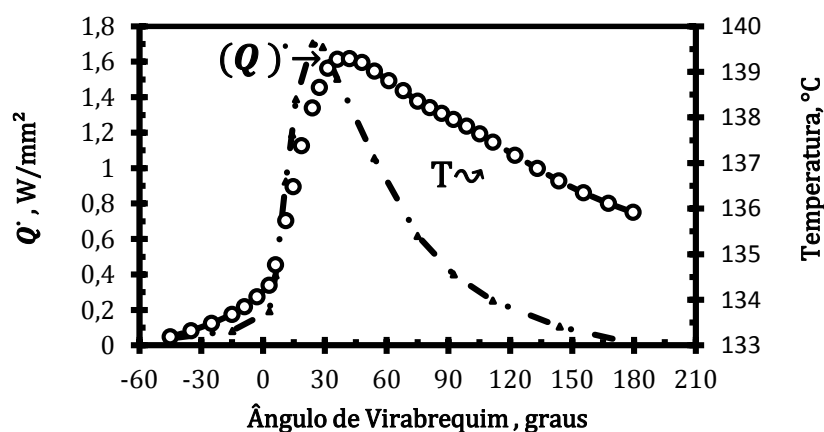


Figura 4.29 – Fluxo de calor e temperatura da parede interna para a condição 1 em regime transiente.

Para a condição de 4500 rpm, conforme mostrado na Figura 4.30, a temperatura média oscila entre 188°C e 200°C no regime transiente. Neste caso a curva de temperatura está mais deslocada para direita em relação a curva do fluxo de calor.

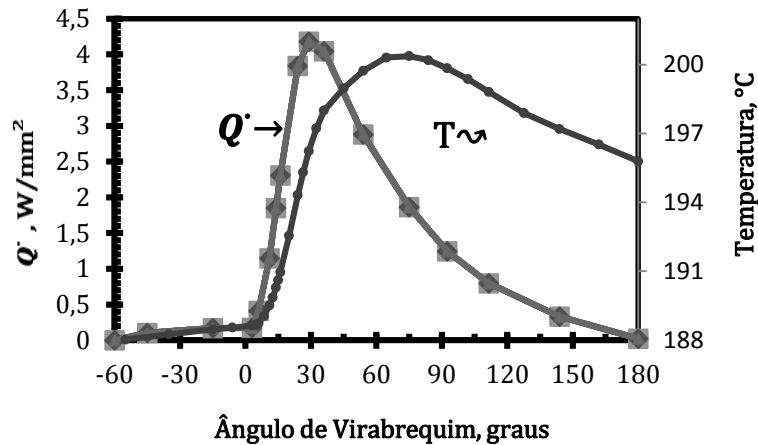


Figura 4.30 – Fluxo de calor e temperatura da parede interna para a condição 2 em regime transiente.

Através do modelo em regime transiente não é possível analisar o aumento de temperatura em pontos específicos, porém é possível estimar as variações de temperatura em função do fluxo de calor.

A análise permite verificar que cerca de 37% da energia liberada na queima do combustível na pré-câmara é dissipada para o fluido de arrefecimento na condição 1 e aproximadamente 36% na condição 2. Um importante parâmetro analisado foi a relação entre a potência indicada do motor e a potência de dissipação na pré-câmara. Para a condição 1 obteve-se valores de 3,1% na razão entre potências e 3,0% para a condição 2, sendo em valores absolutos 0,36kW e 0,96kW respectivamente.

A simulação em CFD obteve uma estimativa da temperatura média na pré-câmara, sendo que para a determinação do ponto da temperatura de pico é necessário dados reais com sensores de temperatura no corpo da pré-câmara e não somente resultados, obtidos através de correlações.

É possível concluir que a metodologia adotada para determinar a temperatura média e o fluxo de calor em diferentes regimes de testes, mostrou-se satisfatório, pois nos ensaios experimentais o sistema de arrefecimento comportou-se de maneira esperada e a pré-câmara não apresentou superaquecimento, sem prejudicar o seu desempenho.

Outro ponto importante do modelo é a compreensão de como a dissipação de calor ocorre na pré-câmara. Regiões que possuem uma maior tendência a temperaturas elevadas e regiões com menores temperaturas foram determinadas. Desta forma espera-se que o sistema de arrefecimento do sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada, uma evolução do sistema de ignição proposto, obtenha resultados satisfatórios em termos de refrigeração, pois o calor latente do combustível irá auxiliar na refrigeração do sistema.

4.7 - RESULTADOS DO MODELO UNIDIMENSIONAL PARA ANÁLISE DO SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS

As Figuras 4.31 a 4.38 mostram a comparação das pressões e a fração de massa queimada (MBF) para as condições de 2500 e 4500 rpm, com 30% e 50% torque máximo, respectivamente. A Figura 4.31 mostra a pressão na câmara principal denominada “Pressão CP” obtida de forma experimental e a calculada versus ângulo do virabrequim na câmara principal para 2500 RPM e 30% torque máximo do motor.

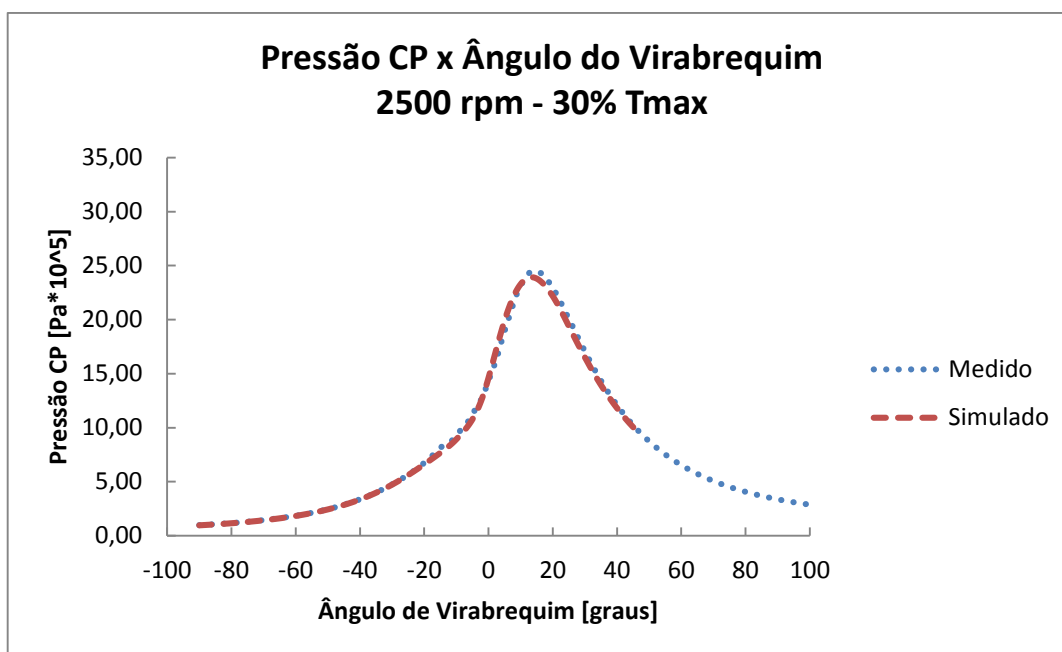


Figura 4.31 – Resultado Experimental e Numérico da pressão na câmara principal em função do ângulo do virabrequim a 2500RPM e 30% do torque máximo.

A Figura 4.32 mostra o valor percentual de erro entre a pressão experimental e a calculada no cilindro. O erro absoluto obtido foi da ordem de 5%.

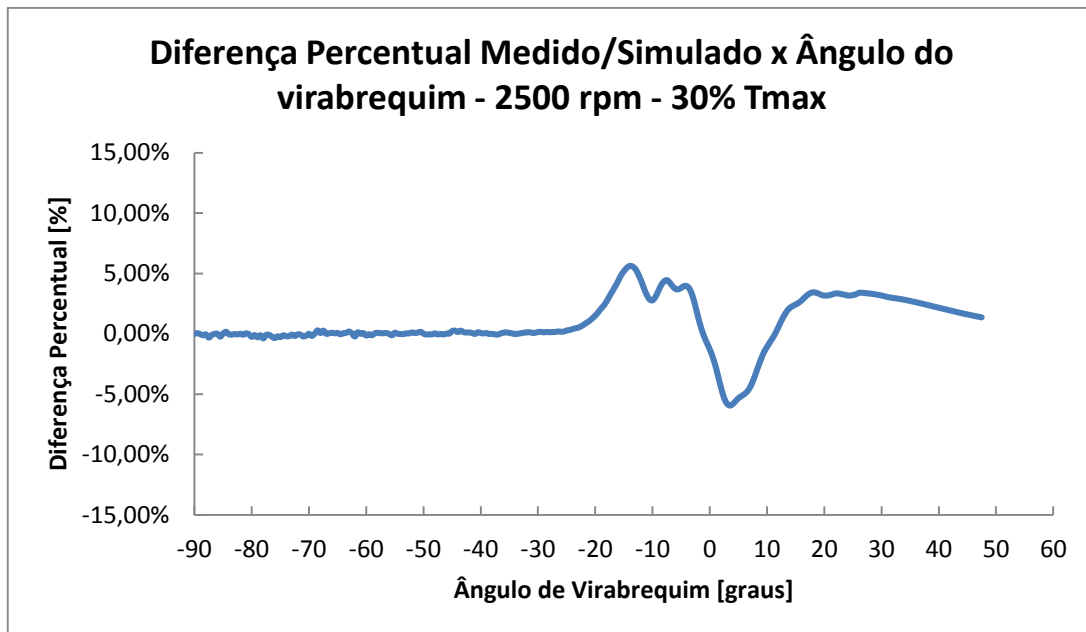


Figura 4.32 – Erro percentual entre o dado experimental e calculado para a pressão na câmara principal em função do ângulo do virabrequim para 2500 rpm e 30 % do torque máximo.

A fração de massa queimada (MBF) para a condição de 2500 RPM e 30% do torque máximo é mostrada na Figura 4.33. O gráfico apresenta os resultados obtidos através do modelo e a curva obtida experimentalmente para esta condição. O erro máximo percentual para a fração de massa queimada (MBF) a 2500 RPM e 30% do torque máximo é mostrado na Figura 4.34, sendo que este parâmetro está próximo de 5%.

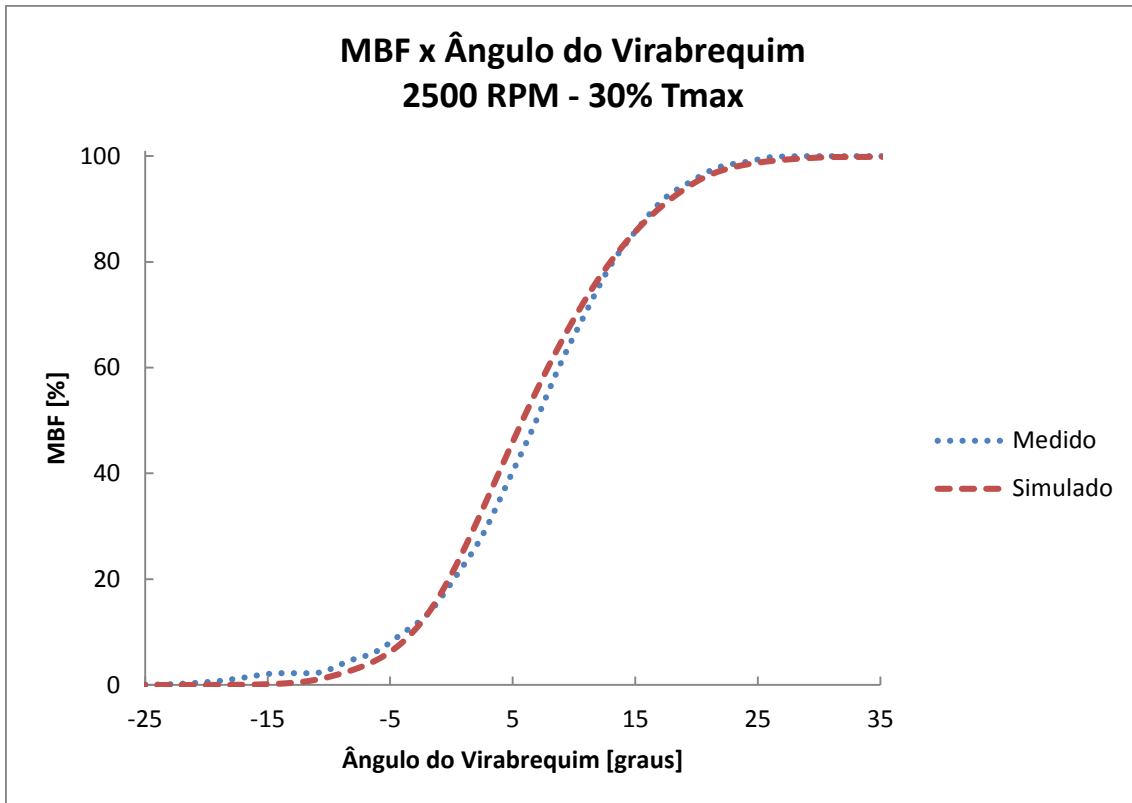


Figura 4.33 – Fração de massa queimada versus ângulo do virabrequim a 2500 rpm e 30% do torque máximo.

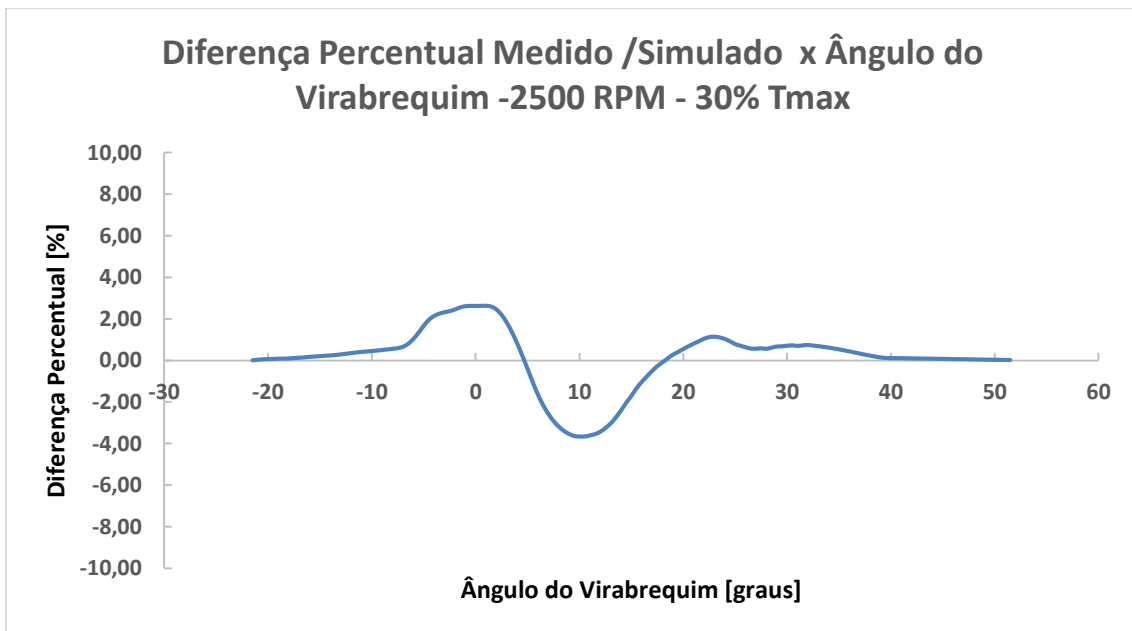


Figura 4.34 – Erro percentual associado a fração de massa queimada a 2500 rpm e 30% do torque máximo.

A Figura 4.35 mostra a pressão na câmara principal denominada “Pressão CP” obtida de forma experimental e a calculada versus ângulo de manivela na câmara principal para 4500 RPM e 50% torque máximo do motor.

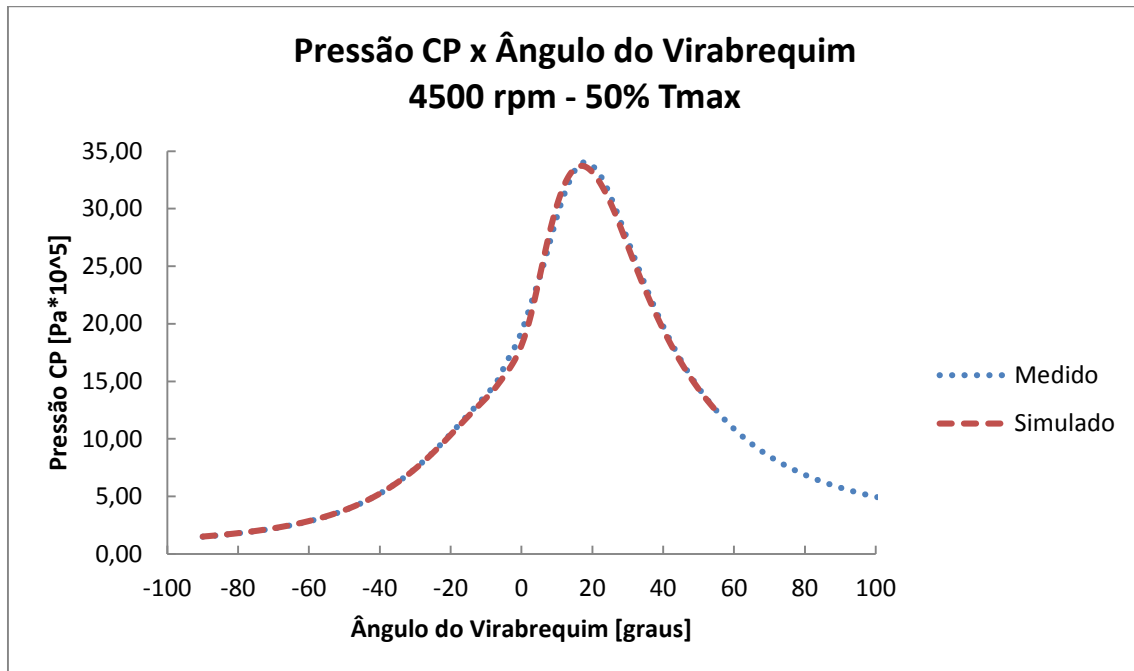


Figura 4.35 – Pressão na câmara principal medida e calculada a 4500 rpm e 50% do torque máximo.

O erro máximo em porcentagem é mostrado na Figura 4.36. O máximo erro obtido para esta condição é próximo a 7%.

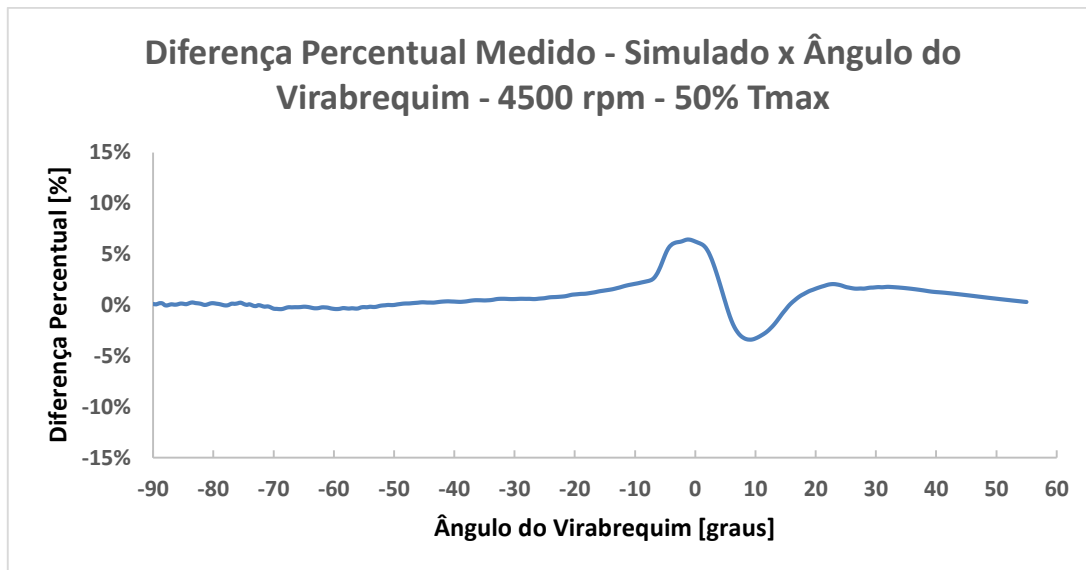


Figura 4.36 – Erro percentual associado a pressão na câmara principal entre medido e calculado para 4500 rpm e 50% do torque máximo.

A fração de massa queimada (MBF) para a condição de 4500 rpm e 50 % do torque máximo é mostrada na Figura 4.37.

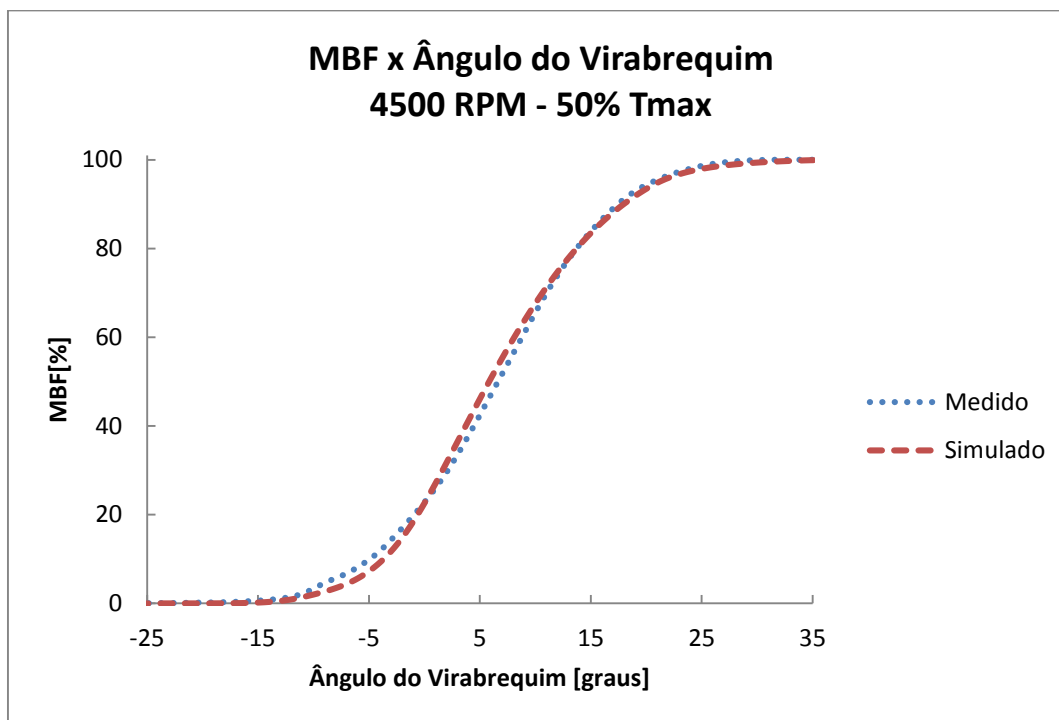


Figura 4.37 – Fração de massa queimada versus Angulo do virabrequim a 4500 rpm e 50% de torque máximo.

O erro no ajuste da curva de fração mássica queimada (MBF) para a condição de 4500 rpm e 50% do torque máximo do motor é mostrada na Figura 4.38. O erro máximo obtido está próximo dos 5% e os maiores erros foram obtidos no início da combustão.

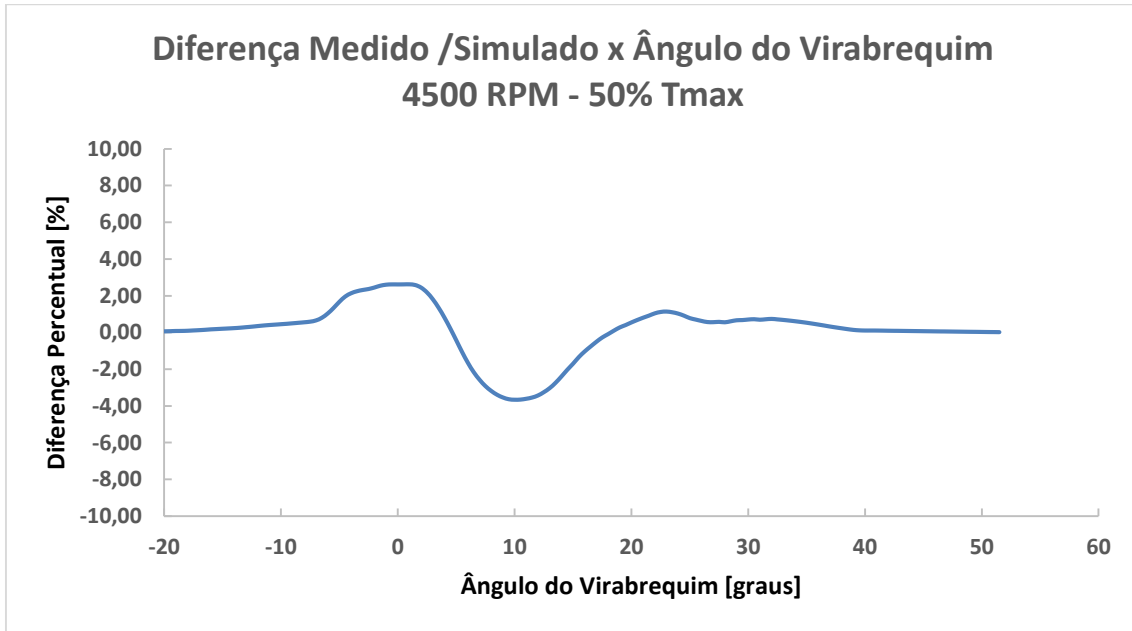


Figura 4.38 – Erro percentual da fração de massa queimada medida e calculada versus ângulo do virabrequim a 4500 rpm e 50% torque máximo.

Erros aceitáveis foram obtidos para as condições calibradas. Sendo a média do erro em torno de 5% para a pressão e a fração de massa queimada.

As Figuras 4.39 e 4.40 apresentam dados relativos à área a frente de chama e do raio de chama. Estes parâmetros podem ser obtidos em função da geometria da câmara de combustão e pré-câmaras para os sistemas de ignição por lança chamas.

A Figura 4.39 mostra a área de chama na condição 4500 rpm e 50% do torque máximo.

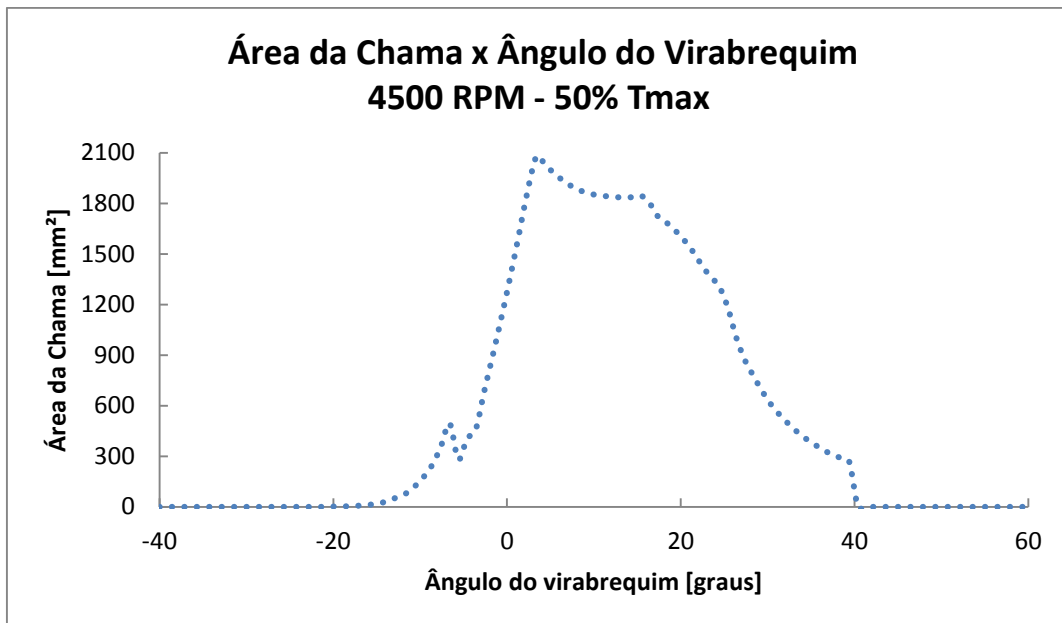


Figura 4.39 – Área de chama versus Ângulo do virabrequim a 4500 rpm e 50% do torque máximo.

Pode-se observar, através da Figura 4.39, o momento em que a área da frente de chama encolhe. Este momento é representado pelo primeiro ponto de inflexão no gráfico e indica a passagem dos gases queimados da pré-câmara para a câmara principal. O ponto de inflexão acontece aproximadamente no ângulo de virabrequim de $-7,5^\circ$.

A Figura 4.40 apresenta o raio de chama para a condição de 4500 RPM e 50% do torque máximo. Uma inflexão na curva é notada no ângulo de virabrequim próximo à $-7,5^\circ$, esta inflexão representa o mesmo fenômeno discutido anteriormente. As mudanças na inclinação da curva após o ponto de inflexão indicam possivelmente variações na geometria da frente de chama devido ao contato com as paredes das câmaras.

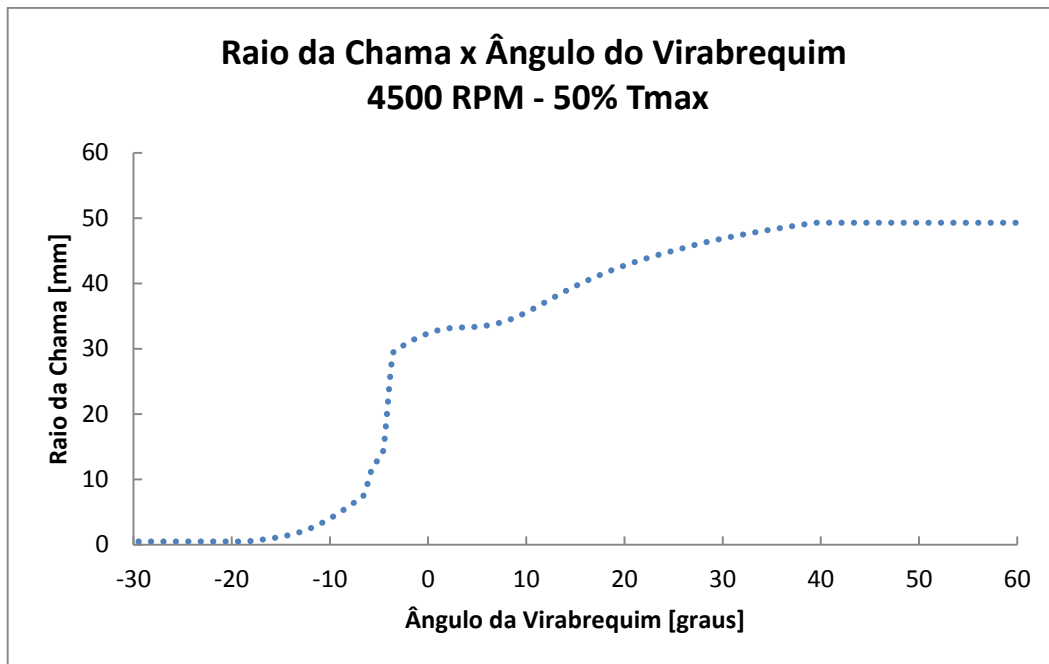


Figura 4.40 - Raio de chama versus ângulo do virabrequim a 4500 rpm e 50% do torque máximo.

4.8 – CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS RESULTADOS

Os resultados obtidos pelo sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea foram satisfatórios, permitindo caracterizar o protótipo de pesquisa com o sistema de ignição proposto.

Obteve-se ganhos de eficiência térmica com a utilização do sistema de ignição por lança chamas para o mesmo torque produzido no motor original. Estes ganhos refletem em um menor consumo específico para a grande maioria dos pontos caracterizados e uma menor emissão de CO, CO₂ e NO_x, mostrando o enorme potencial deste tipo de sistema. Nota-se que o sistema de ignição por lança chamas permitiu o motor operar com misturas ar/combustível mais pobres do que o motor original, ocasionando uma queda nas emissões de CO; a redução no consumo específico e a redução de CO₂. As temperaturas obtidas na câmara de combustão principal para o motor adaptado são menores quando comparadas a câmara de combustão do motor original e a temperatura dos gases na pré-câmara são menores mas tem a mesma ordem de grandeza dos valores obtidos com o motor original, o que reflete nos baixos índices de NO_x estimados. As emissões de THC mostraram-se, de uma forma geral, superiores aos do motor original e devem ser

estudadas com maior detalhamento para uma melhor compreensão do que ocorre em um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea.

Com o auxílio dos modelos, a combustão na pré-câmara e na câmara principal foram caracterizadas. Novos parâmetros de combustão principalmente os relacionados a velocidade de combustão mostraram um significativo aumento permitindo obter-se bons resultados.

Os resultados analíticos e numéricos obtidos permitiram tomar decisões sobre pontos não obtidos experimentalmente e sobre o protótipo com o sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada.

CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 - CONCLUSÕES

O sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea permitiu a caracterização do protótipo de pesquisa através dos ensaios experimentais nos nove pontos propostos e obtiveram-se resultados satisfatórios em relação aos objetivos propostos. As principais conclusões do trabalho são apresentadas a seguir.

Conclusões sobre a metodologia:

- A metodologia utilizada para a calibração do sistema de gerenciamento e controle do motor permitiu operar o protótipo da forma satisfatória com o total controle dos parâmetros envolvidos;
- O aparato experimental selecionado mostrou-se adequado a caracterização do protótipo;
- A metodologia para a adaptação do sensor de pressão no interior da câmara principal de combustão é satisfatória;
- O planejamento do experimento permitiu determinar as cargas e rotações a serem caracterizadas, e optou-se por utilizar faixas onde usualmente o motor de combustão interna opera nos automóveis de passeio;
- A metodologia para os testes de caracterização do protótipo com as duas etapas propostas mostrou-se satisfatória permitindo a caracterização do mesmo;
- A metodologia teórica para a determinação da temperatura dos gases dentro da pré-câmara permitiu verificar a distribuição de temperatura em função do ângulo do virabrequim. As equações analíticas obtidas podem ser utilizadas para a compreensão de grandezas como vazão mássica entre a pré-câmara e câmara principal, temperaturas e pressões no sistema de ignição por lança chamas.
- A metodologia numérica para obtenção de parâmetros de escoamento e de combustão com validação experimental auxiliou na investigação do sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea e permitiu obter dados que não foram obtidos experimentalmente. A metodologia TPA (*three pressure analysis*) mostrou-se satisfatória para a calibração do modelo.
- Através da metodologia de análise do sistema de arrefecimento foi possível determinar as condições de contorno para as duas condições de operação

selecionadas. O domínio computacional tridimensional, a malha selecionada, a temperatura dos gases após a abertura da válvula de exaustão e as correlações para a determinação do coeficiente convectivo testadas mostraram-se eficientes na obtenção das condições de contorno, como o fluxo de calor em regime permanente e transiente, necessárias à simulação tridimensional;

- Na determinação do índice de NO_x através do mecanismo de Zeldovich, foi inserido um coeficiente de ajuste, com o intuito de calibrar o modelo para o motor original. Este mesmo fator de calibração foi utilizado para obter-se os valores nas mesmas condições de operação com o motor provido com o sistema de ignição por lança chamas e carga homogênea, obtendo-se a tendência de redução descrita na literatura.

Conclusões sobre os resultados:

- O protótipo de pesquisa apresentou robustez suficiente para a realização dos testes propostos na caracterização, operando por um período aproximado de 216 horas.
- O sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea permitiu uma redução do consumo específico de combustível e aumento da eficiência térmica em praticamente todos os pontos ensaiados, sendo os melhores resultados obtidos na operação com mistura pobre. O sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea obteve um aumento de até 11,59% no rendimento térmico com o protótipo para com $\lambda=1,30$. Com o sistema proposto, tem-se uma redução de até 10,39% do consumo específico operando com $\lambda=1,30$ mantendo-se o mesmo torque produzido, o que mostra o potencial deste tipo de sistema de ignição para a redução de consumo e uma possível tecnologia a ser desenvolvida e aperfeiçoada para os motores de combustão interna.
- Os resultados obtidos em relação à estabilidade da combustão mostram que o limite de operação do motor com uma combustão estável em todas as faixas de rotação e um mesmo lambda, são obtidos para $\lambda=1,20$. Este valor pode representar o limite de inflamabilidade com uma combustão estável com a utilização deste tipo de sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea nos veículos automotores. Deve ser ressaltado que toda parte de calibração do protótipo, ocorreu em uma bancada dinamométrica e para os pontos descritos no trabalho, uma possível utilização deste tipo de motor em um automóvel dever passar por uma calibração que contemple regimes transientes. A operação com

maiores cargas e maiores rotações permitiu o protótipo operar com $\lambda=1,30$, o que está relacionado ao maior nível de turbulência gerada nestes maiores regime de testes.

- Os menores avanços de ignição obtidos para o sistema de ignição por lanças e carga homogênea trabalhando com $\lambda=1,00$, sugerem uma maior velocidade de queima. Fato que foi confirmado através da curva da fração de massa queimada (MBF) na análise da combustão para os dois pontos validados.
- Os resultados obtidos na análise de combustão da câmara principal sugerem que parâmetros como MBF, taxa de liberação de calor e curva de pressão podem ser obtidos através da medição de pressão na pré-câmara.
- A análise dos resultados para combustão na pré-câmara mostram que a essa ocorre de uma forma muito mais rápida se comparada à câmara principal e a taxa de liberação de calor da pré-câmara apresentou um comportamento semelhante mesmo em cargas diferentes.
- As temperaturas da câmara principal e da pré-câmara com o sistema de ignição por lanças operando com carga homogênea são menores se comparadas à câmara principal do motor original, o que leva a uma menor formação de NO_x .
- O empobrecimento da mistura permitiu reduções de até 91,21% nas emissões específicas de CO, devido ao excesso de oxigênio que se associa ao CO e forma CO_2 . As emissões de CO_2 para $\lambda=1,10$ foram superiores ao do motor original, pois há um aumento na vazão de ar e uma manutenção da taxa de fornecimento de combustível, indicando uma combustão mais completa neste fator lambda de operação. Para a operação com misturas mais pobres, nota-se uma diminuição das emissões específicas de CO_2 devido a diminuição da massa de combustível fornecida. As emissões de THC sofreram, de forma geral, um aumento de seus índices, fato que pode ser explicado pela maior área de troca de calor (*squish*) e a forma do jato imposto pelo dispositivo de interconexão. Para os testes realizados com $\lambda=1,20$, tem-se uma diminuição das emissões específicas de THC de até 52,40%. As emissões de NO_x , estimadas através do mecanismo de Zeldovich, mostram uma redução deste poluente, se comparada ao motor original. Fato que está associado à menor temperatura obtida na câmara de combustão principal, mostrando, desta forma, o potencial deste tipo de sistema de ignição por lanças mesmo operando com carga homogênea para a redução deste poluente.

- A análise numérica do sistema de arrefecimento da pré-câmara mostra que o sistema proposto permite uma boa refrigeração da pré-câmara, evitando superaquecimento, pré-ignição, detonação e deterioração do sistema proposto. Através destes resultados é possível determinar o uso de diferentes materiais na construção de novos sistemas, que podem obter vantagens em relação ao aço. O uso do alumínio, que permite uma maior taxa de transferência de calor e um coeficiente de dilatação semelhante ao do cabeçote, minimizando efeitos indesejáveis, como vazamentos, para a construção de um novo sistema de ignição por lança chamas, pode oferecer um maior número de vantagens.
- A simulação unidimensional para a análise do sistema de ignição por lança chamas permitiu obter-se dados que não podem ser obtidos experimentalmente ou prever resultados que não foram ensaiados com uma maior velocidade e pequena margem de erro.

Assim, pode-se, de uma forma geral concluir que o sistema proposto demonstra um potencial promissor para aumento de eficiência térmica e reduções consideráveis dos níveis de emissões de poluentes com um baixo custo se comparado ao sistema de ignição com carga estratificada.

5.2 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os trabalhos futuros e continuidade do projeto com o sistema de ignição por lança chamas propostos são:

- A caracterização do sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea para todas as faixas do motor, com o intuito de observar os ganhos e perdas obtidos com maiores cargas e rotações.
- O uso de maiores relações de compressão no motor, assim como a sua sobrealimentação. A ausência do fenômeno da detonação motiva o aumento da relação de compressão, permitindo um aumento do rendimento térmico.
- A caracterização do sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea e etanol em todas as faixas de operação do motor.
- Simulação em CFD de geometrias de pré-câmaras de combustão com intuito de identificar a configuração que promova maior geração de turbulência e lavagem dos gases remanescentes.

- Realização de ensaios com dispositivos de interconexão e/ou cargas que possibilitem o escoamento supersônico do jato de chama pelo bocal, a fim de verificar se o escoamento entupido é uma vantagem para este tipo de sistema de ignição proposto.

CAPÍTULO 6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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-5484*: Veículos rodoviários – Código de potência de motores – Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro: 1985.

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

ABNT – 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.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 6601*: Veículos rodoviários automotores leves – Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio e dióxido de carbono no gás de escapamento. Rio de Janeiro, Brasil, 2001.

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

ADAMS, T. G.; *Torch ignition for combustion control of lean mixtures*. Ford Motor Company - USA. Paper SAE 790440, 8p., 1979.

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.

AI, Y., ZHOU, Z., CHEN, Z., KONG, W. *Laminar flame speed and Markstein length of syngas at normal and elevated pressures and temperatures*. Fuel, v. 137, p. 339-345. 1 de dezembro de 2014.

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

ALKIDAS, C. A. *Combustion advancements in gasoline engines*. Energy Conversion & Management, v. 48. 11 de setembro de 2007.

ANTAQ – AGÊNCIA NACIONAL DE TRANSPORTES AQUAVIÁRIOS. *Os transportes e a emissão de CO₂ – o efeito estufa*. Disponível em: <<http://www.antaq.gov.br/portal/pdf/meioambiente/emissaoco2efeitoestufa.pdf>>. Acesso em dezembro de 2014.

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

ASLAM, M. U., MASJUKI, H. H., KALAM, M.A., ABDESSELAM, H., MAHLIA, T. M. I., AMALINA, M. A. *An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle*. Fuel, v. 85, p. 717-724. Março-abril de 2006.

BAETA, J. G. C. *Metodologia experimental para maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global*. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2006.

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

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

BARROS, J. E. M.; *Estudo de Motores de Combustão Interna Aplicando Análise Orientada a Objetos*. Belo Horizonte. Tese (Doutorado em Eng. Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2003.

BARROS, J. E. M.; Notas de aula. Motores de combustão interna. Disponível em: <www.mautone.eng.br/lectures_notes.htm> Acesso em: Março. 2013.

BNDES e CGEE. *Bioetanol de Cana-de-Açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável*. Rio de Janeiro: BNDES, 2008.

BORETTI, A. A.; WATSON, H. C. *The lean burn direct injection jet ignition gas engine*. Applied International Journal of Hydrogen Energy. p. 7835-7841, Julho, 2009.

BORETTI, A. A. *Modelling auto ignition of hydrogen in a jet ignition pre-chamber*. Applied International Journal of Hydrogen Energy. Fevereiro, 2010.

BORGHI, F. T., WANCHOO, R., VALLE, R. M., MOREIRA, T. A. A., BARROS, J. E. M. *Aerodynamic In-Cylinder Flow Simulation in an Internal Combustion Engine with Torch Ignition System*. Paper SAE 2014-36-0298, 2014.

BOSCH. Disponível em: < www.bosch.com >. Acesso em: Março. 2013.

BOSCH NETO, J. C. *Simulação de Emissões de Misturas Gasolina/Etanol em Motores de Combustão Interna*. Belo Horizonte. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2012.

CATHCART, G., ZAVIER C.; *Fundamental Characteristics of an Air-Assisted Direct Injection Combustion System as Applied to 4-Stroke Automotive Gasoline Engines*. Paper SAE 2000-01-0256, 20p., 2000.

CHEN, R., NISHIDA, K. *Spray evaporation of ethanol-gasoline-like blend and combustion of ethanol-gasoline blend injected by hole-type nozzle for direct-injection spark ignition engines*. Fuel, v. 134, p. 263-273. 15 de outubro de 2014.

CHOI, M., LEE, S., PARK, S. *Numerical and experimental study of gaseous fuel injection for CNG direct injection*. Fuel, v. 140, p. 693-700. 15 de janeiro de 2015.

CONAMA. *RESOLUÇÃO No 418, DE 25 DE NOVEMBRO DE 2009 Publicada no DOU n° 226, de 26/11/2009, págs. 81-84. Disponível em <<http://www.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=618>> Acesso em fevereiro/2015*. 2009.

COSKUN, G., SOYHAN, H. S., DEMIR, U., TURKCAN, A., OZSEZEN, A. N., CANAKCI, M. *Influences of second injection variations on combustion and emissions of an HCCI-DI engine: Experiments and CFD modelling*. Fuel, v. 136, p. 287-294. 15 de novembro de 2014.

D'AMBROSIO, S., FINESSO, R., SPESSA, E. *Calculation of mass emissions, oxygen mass fraction and thermal capacity of the inducted charge in SI and diesel engines from exhaust and intake gas analysis*. Fuel, v. 90, p. 152-166. Janeiro de 2011.

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

DELPHI. Disponível em: <www.delphi.com>. Acesso em: Fev. 2013.

DITIU, M. *The Improvement of Lean Mixture Combustion in the Spark Ignition Engine by Stratified Charge in Large Prechamber*. Paper SAE 980121, 1998.

DOBER, G. G., WATSON, H. C. *Quasi-dimensional and CFD modelling of turbulent and chemical flame enhancement in an ultra lean burn SI engine*. Paper SAE 2000-01-1263, 2000.

DKW-ELGE. Disponível em: <www.dkw-elge.com/doc45.htm>. Acesso em: Dez. 2012.

ELGHAWI, U. M., MAYOUF, A. M. *Carbonyl emissions generated by a (SI/HCCI) engine from winter grade commercial gasoline*. Fuel, v. 116, p. 109-115. 15 de janeiro de 2015.

FAVRAT, D., ROETHLISBERGER, R. P.; *Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part I: engine geometrical parameters*. Applied Thermal Engineering, p. 1217-1229, Janeiro, 2002a.

FAVRAT, D., ROETHLISBERGER, R. P.; *Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part II: engine operating parameters and turbocharger characteristics*. Applied Thermal Engineering, p. 1231-1243, Janeiro, 2002b.

FAVRAT, D., ROETHLISBERGER, R. P.; *Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part I. Numerical Simulation*. International Journal of Sciences, p. 223-237, Abril, 2002c.

FAVRAT, D., ROETHLISBERGER, R. P.; *Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part II. Experimentation*. International Journal of Sciences, p. 239-253, Abril, 2002d.

FIAT POWERTRAIN – Informações sobre motor 1.6 16v, 2002.

FRAIDL, G. K. , W. F. PIOCK, M. WIRTH; Gasoline Direct Injection: Actual Trends and Future Strategies for Injection and Combustion Systems. Paper SAE 960465, 19p., 1996.

FRIEDL, H. *3rd Forum of Research and Development (R&D)*. AVL. São Paulo: Expo Center Norte, 02 de outubro de 2014. Palestra ministrada no Congresso SAE 2014.

FROLOVOV, S. M., ASKENOV, V. S., BASEVICH, V. Y. *Detonation Initiation by Shock Wave Interaction with the Prechamber Jet Ignition Zone*. Physical Chemistry, v. 410, Part 1, p. 225-259. 2006.

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 Paper Series*. Paper nº 890759. 12 p., 1989.

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

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

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. Universidade Federal de Minas Gerais, 2004.

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

GREEN CAR CONGRESS. Disponível em: <www.greencarcongress.com>. Acesso em: Jul. 2012.

GUIMARAES, L. M.; *Análise de escoamento Dinâmico em Coletores de Admissão de Motores de combustão interna com variador de fase*. Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2008.

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.

HE, B.Q., YUAN, J., LIU, M.B., ZHAO, H. *Combustion and emission characteristics of a n-butanol HCCI engine*. Fuel, v. 115, p. 758-764. Janeiro de 2014.

HEYNE, S., MILLOT, G., FAVRAT, D. *Numerical Simulation of a Prechamber Autoignition Engine Operating on Natural Gas*. International Journal of Thermodynamics, v. 14, p. 43-50. 4 de abril de 2011.

HEYWOOD, J. B.; *Internal combustion engine fundamentals*. 1 ed. New York McGraw-Hill, Inc., 1988. 930 p.

HONDA MOTOR COMPANY. Disponível em:

<<http://world.honda.com/history/challenge/1972introducingthecvcc/index.html>>.

Acesso em: Mar. 2013.

HYUN, G. S., NOGAMI, M., HOSOYAMA, K., SENDA, J., FUJIMOTO, H. *Flow characteristics in transient gas jet*. Paper SAE 950847, 1998.

INMETRO - INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. Disponível em: <www.inmetro.gov.br> Acesso em: Mar. 2013.

INCROPERA, F. P., WITT, D. P.; *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. 3º ed. LTCI, Inc., 1992. 455 p.

JAMROZIK, A., TUTAK, W., KOCISZEWSKI, A., SOSNOWSKI, M. *Numerical simulation of two-stage combustion in SI engine with prechamber*. Applied Mathematical Modelling. 16 de agosto de 2012.

JAROSINSKI J., LAPUCHA R., MAZURKIEWICZ J.; *Combustion System of a Lean-Burn Piston Engine with Catalytic Prechamber*. Paper SAE 2001-01-1186, 10p., 2001.

JEANDEL, D.; BUFFAT, M.; MAO, Y. Simulation of the turbulent flow inside the combustion chamber of a reciprocating engine with a finite element method. ASME – The American Society of Mechanical Engineers, 69131, 1996.

KARAVALAKIS, G., SHORT, D., VU, D., VILLELA, M., ASA-AWUKU, A., DURBIN, T. D. *Evaluating the regulated emissions, air toxics, ultrafine particles, and black carbon from SI-PFI and SI-DI vehicles operating on different ethanol and iso-butanol blends*. Fuel, v. 128, p. 410-421. 15 de julho de 2014.

KATAOKA, K., HIKAKO, Y.; *Combustion process in a divided chamber spark ignition engine*. Bulletin of the JSME, v. 25, Nº 210, p. 1946-1952. Dez., 1982.

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.

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: Mar. 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.

LACEY, J., KAMESHWARAN, K., FILLIPI, Z., CANNELLA, W., FUENTES-AFFLICK, P. *Influence of ethanol addition in refinery stream fuels and the HCCI combustion*. Fuel, v. 126, p. 122-133. 15 de junho de 2014.

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.

LEE, S., PARK, S. *Spray atomization characteristics of a GDI injector equipped with a group-hole nozzle*. Fuel, v. 137, p. 50-59. 1 de dezembro de 2014.

LI, H., LI, G., SUN, Z., YU, Y., YUE, Z., ZHOU, Z. *Experimental investigation on laminar burning velocities and flame intrinsic instabilities of lean and stoichiometric H₂/CO/air mixtures at reduced, normal and elevated pressures*. Fuel, v. 135, p. 279-291. 1 de novembro de 2014.

LOURUSSO, J. A., HAVSTAD, P. H., KAISE, E. W. E ROTHSCHILD, W.G. *Origins of hydrocarbon emissions from a multifuel, torch ignition assisted D.I. engine*. ASME – The American Society of Mechanical Engineers, 84-WA/HT-22, 10p., 1984.

LU, X., SHEN, Y., ZHANG, Y., et al. *Controlled three-stage heat release of stratified charge compression ignition (SCCI) combustion with a two-stage primary reference fuel supply*. FUEL 90. p. 2096-2038, Fevereiro, 2011.

LUMSDEN, G., H. C. WATSON ; *Optimum Control of an S.I. Engine with a $\lambda=5$ Capability*. Paper SAE 950689, 10p., 1995.

MAGNETTI MARELLI. Disponível em: <www.magnettimarelli.com>. Acesso em: Dez. 2011.

MACHADO, G. B. *Metodologias para Desenvolvimento de Combustíveis e Determinação da Velocidade de Propagação de Chama em Motores de Ignição por Centelha*. Rio de Janeiro. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia, PUC-Rio, 2012.

MACHADO, G. B., BARROS, J. E. M., BRAGA, S. L., BRAGA, C. V. L. *The Impact of Fuel Composition on SI Engine Calibration and Performance*. Paper SAE 2014-36-0161, 2014.

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.

MANSFIELD, A. B., WOOLDRIDGE, M.S., DI, H., HE, X. *Low-temperature ignition behavior of iso-octane*. Fuel, v. 139, p. 79-86. 1 de Janeiro de 2015.

MANZETTI, S., ANDERSEN, O. *A review of emission products from bioethanol and its blends with gasoline. Background for new guidelines for emission control*. Fuel, v. 140, p. 293-301. 15 de Janeiro de 2015.

MARK, A., GREG, B.; *Advanced Electronic Fuel Injection Systems – An Emissions Solution for both 2- and 4-stroke Small Vehicle Engines*, SAE, 2001.

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.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. Disponível em:

<<http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio>>. Acesso em dezembro de 2013.

MEHDIYEV, R., PIOTR W.; *Bi-Modal Combustion Chamber for a Stratified Charge Engine*. Paper SAE 2000-01-0196. 11p., 2000.

MELO, T. C. C., *Análise Experimental e Simulação Computacional de um Motor Flex Operando com Diferentes Misturas de Etanol Hidratado na Gasolina*. Rio de Janeiro. Tese de Doutorado. COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.

MELO, T. C. C., MACHADO, G. B., MATIAS, F. A. S. *Using Fractal Modeling To Predict Flex-Fuel Engine Combustion Process With Different Gasoline-Ethanol Blends*. Paper SAE 2014-36-0162, 2014a.

MELO, T. C. C., SANTOS, E. M., ALMEIDA, J. C. S., VICENTINI, P. C., LOUREIRO, L. N. *Ozone Formation - Reactivity Emission Factors of Light Duty Vehicles Using Gasoline and Ethanol*. Paper SAE 2014-36-0252, 2014b.

MERCEDES BENZ. Disponível em: <www.mercedesbenz.com/images>. Acesso em: Jun. 2012.

MITSUBISHI INJEÇÃO DIRETA GDI. Disponível em: <<http://www2.uol.com.br/bestcars/ct/carbu.htm>>. Acesso em: Dez. 2012.

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

MOREIRA, T. A. A. *Análise e Caracterização de um Sistema de Ignição por Lança Chamas em Motores de Ignição por Centelha*. Belo Horizonte. Qualificação ao Doutorado. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2013a.

MOREIRA, T. A. A., RODRIGUES FILHO, F. A., GONÇALVES, L. A. R., BARROS, J. E. M., PUJJATI, F. J. P., VALLE, R.M. *Metodologia de Projeto e Construção de um Sistema de Ignição por Lança-Chamas com Carga Estratificada*. Paper SAE 2013-36-0562, 2013b.

MOREIRA, T. A. A., BARROS, J. E. M., VALLE, R. M., BAETA, J. G. C., PUJATTI, F. J. P., RODRIGUES FILHO, F. A. *Characterization of a Multi-Cylinder Torch Ignition System Operating With Homogenous Charge and Lean Mixture*. Paper SAE 2014-36-0333, 2014a.

MOREIRA, T. A. A., DIAS, E. C., BARROS, J. E. M., VALLE, R. M., TEIXEIRA, A. F., RODRIGUES FILHO, F. A. *Numerical Analysis of Cooling Process of an Torch Ignition System*. Paper SAE 2014-36-0330, 2014b.

MOREIRA, T. A. A., AMBROSIO, P. H., BORGHI, F. T., MINETTI, L. B., NEVES, A. C., VALLE, R. M. *Modeling of a Torch Ignition System Using One-Dimensional Model of Computational Simulation*. Paper SAE 2014-36-0332, 2014c.

MOREIRA, T. A. A.; RODRIGUES FILHO, F. A.; GONÇALVES, L. A. R.; PIRES, M. A. M.; CAETANO, B. C. *Desenvolvimento e Análise dos Parâmetros de Desempenho de um Sistema de Ignição por Lança-Chamas com Carga Homogênea para um Motor de Ignição por Centelha*. Paper CONEM2014-0042, 2014d.

MoTeC. *MoTeC M400, M600, M800 & M880 User's Manual*. Victoria, Austrália: MoTeC,2009. Disponível em:<www.MoTeC.com.au/downloads/downloadmanuals/>. Acesso em: Abril. 2013.

NAKAZOMO, T.; NATSUME, Y. *Effect of prechamber on lean burn gas engine*. JSME International Journal, Vol. 37, 1994.

NGK. Disponível em: <<http://www.ngkntk.com.br/velas/default.html>>. Acesso em: Jul. 2012.

OBERT, E. F. *Motores de combustão interna*. Porto Alegre: Ed. Globo, p. 453, 618 p. 1971.

OLEG SPITSOV. *Heat transfer inside internal combustion engine: modelling and comparison with experimental data*. Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, 2013.

ORBITAL. Disponível em: <www.orbeng.com.au/orbital/tp/pdf/2008/-01-0035-pdf.>
Acesso em: Jul. 2012.

PUJATTI, F. J. P. *Desenvolvimento de um sistema de gerenciamento eletrônico para motores de ignição por centelha*. Belo Horizonte. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia, 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.

REN, Z., YANG, H., LU, T. *Effects of small-scale turbulence on NO_x formation in premixed flame fronts*. Fuel, v. 115, p. 241-247. Janeiro de 2014.

ROBINET, C. *et al.* A New Firing Concept for Internal Combustion Engines: “l’APIR”. Paper SAE 1999-01-0621, 1999.

ROGRIGUES FILHO, F. A. *Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada*. Belo Horizonte. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2014.

RYU, H. C., A. ASANUMA, T; *Effect of torch jet direction on combustion and performance of a prechamber spark-ignition engine*. Paper SAE 870167, 1987.

SÁ, D. C. C.; *Análise de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do ciclo Otto*. Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2001.

SASAKI, H., YAMADA, K., WATANABE, S. *Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with a Pre-Chamber (Fundamental Characteristics of the Combustion)*. The Japan Society of Mechanical Engineers. 2012.

SAKURAUCHI, Y., RYU, H., IJIMA, T. E ASANUMA, T. *Combustion gas temperature in a prechamber spark ignition engine measured by infrared pyrometer*. Paper SAE 870457, 1987.

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.

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.

SILEGHEM, L., WALLNER, T., VERHELST, S. *A quasi-dimensional model for SI engines fueled with gasoline–alcohol blends: Knock modeling*. Fuel, v. 140, p. 217-226. 15 de janeiro de 2015.

SILVA, E. R.; SILVA, R. R. H., *Álcool e gasolina: combustíveis do Brasil*. 5 ed. São Paulo: Scipione, 1997. 72 p.

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.

SZWAJA, S., JAMROZIK, A., TUTAK, W. *A two-stage combustion system for burning lean gasoline mixtures in a stationary spark ignited engine*. Applied Energy. 4 de fevereiro de 2013.

TABATA, M., KATAOKA, M., FUJIMOTO, M., NOH, Y. *In-cylinder fuel distribution, flow field, and combustion characteristics of a mixture injected SI engine*. Paper SAE 950104, 1995.

TAYLOR, C., F. *Análise dos motores de combustão interna*. Trad. por Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. São Paulo. Edgar Blücher, 1ª reimpressão, v. 1, 558 p., 1995a.

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.

URNS, S. R. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. New York: McGraw-Hill, 2000.

UKAWA, H.; *A Research on Lean Combustion Control of Prechamber-type Stratified-Charge SI Automobile Engine with Low NO_x/Fuel Consumption*. Paper SAE 2001-01-1337, 20p., 2001

URLAUB, C. F. G. *High-Speed, Multifuel Engine: L9204 FMV*. In: AUTOMOTIVE ENGINEERING CONGRESS, 25 de fevereiro a 1 de março de 1974, Detroit, Michigan. *SAE Technical Paper Series*. Paper nº 740122. 10 p.

UYEHARA, O. A. *Prechamber for Lean Burn for Low NO_x*. Paper SAE 950612, 1995.

VALVETRONIC – Motores BMW. Disponível em:

<<http://bestcars.uol.com.br/tecprep/comando-variavel-3.htm>>. Acesso em: Dez. 2012

WANG, T. S., ZHANG, Y. F., ZHAO, H. F., QI, Z. M. E REN, A. F. *A study of ignition by flame torches*. Eighteenth Symposium (international) on combustion. The combustion institute, p. 1729-1736, 1981.

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.

WU, Z., BAO, T., ZHANG, Q., YAN, S., DENG, J. *Experimental study on spray combustion characteristics of gasoline–diesel blended fuel in a controllable active thermo-atmosphere*. Fuel, v. 135, p. 374-379. 1 de novembro de 2014.

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.

YEOM, K., JANG, J., BAE, C. *Homogeneous charge compression ignition of LPG and gasoline using variable valve timing in an engine*. Fuel, v. 86, 494-503. Março de 2007.

ZHUANG, Y., HONG, G. *Effects of direct injection timing of ethanol fuel on engine knock and lean burn in a port injection gasoline engine*. Fuel, v. 135, p. 27-37. 1 de novembro de 2014.

ZUCROW, MJ. and HOFFMAN, JD. *Gas dynamics*, Vol. I,. John Wiley & Sons, 1976.

ZUO, C., ZHAO, K. *A study on the combustion system of a spark ignition natural gas engine*. International spring fuels & lubricants meeting & exposition, Dearborn. SAE 981386, p. 21-28, 1998.

APÊNDICE I

Resultados Experimentais e Incertezas

I.1 Aspectos Gerais

No apêndice I são apresentados os resultados experimentais, as incertezas associadas as medições realizadas, as incertezas dos instrumentos de medição utilizados e a sua incerteza combinada. Destaca-se que as incertezas associadas as medições realizadas encontram-se em conformidade com a norma ABNT 1585.