

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

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO**  
**POR LANÇA-CHAMAS PARA MOTOR DO CICLO OTTO**

**BRUNO DE SOUZA BAPTISTA**

**Belo Horizonte, Julho de 2007**

# **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA-CHAMAS PARA MOTOR DO CICLO OTTO**

**Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.**

**Área de Concentração: Calor e Fluidos**

**Aluno: Bruno de Souza Baptista**

**Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle**

**Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG**

**Belo Horizonte**

**Escola de Engenharia da UFMG**

**Julho de 2007**

## RESUMO

Este trabalho visa o desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do Ciclo Otto, com o objetivo de se obter economia de combustível. A utilização de sistemas de ignição por lança-chamas pode reduzir as emissões de poluentes e o consumo específico de combustível. Além destes benefícios, um motor dotado de um sistema de ignição por lança-chamas pode utilizar uma ampla gama de combustíveis, possuindo uma característica multicomcombustível. O motor a ser utilizado nos testes é um motor comercial flexível, de oito válvulas, quatro cilindros em linha e cilindrada de 1.8 dm<sup>3</sup>. Primeiramente são obtidos os resultados de referência relativos ao desempenho do motor original. Em seguida são obtidos os resultados para o motor adaptado com o sistema de ignição por lança-chamas. Em ambos os casos são obtidos resultados dos parâmetros de desempenho e funcionamento do motor e comparados em relação ao consumo e desempenho. O sistema de ignição por lança-chamas é constituído de uma geometria fixa de pré-câmara por cilindro, sendo alimentado o motor com mistura não estratificada, através do sistema de injeção indireta do motor, sendo a ignição e injeção controladas por um sistema de gerenciamento eletrônico re-programável. Os resultados obtidos de testes preliminares com o sistema de pré-câmaras, sem injeção direta de combustível, indicam que o sistema funciona e que tem bom potencial a ser desenvolvido, necessitando para isto de mais testes nos vários regimes de funcionamento do motor. É possível prever com os resultados obtidos que a pré-câmara pode trabalhar com misturas mais pobres e menores avanços de ignição, como resultado da maior turbulência e maior velocidade de queima de combustível dentro do cilindro.

## ABSTRACT

This work aims at the development of a torch ignition system adapted for an Otto Cycle, with the objective of obtaining fuel economy. The use of torch ignition systems may reduce pollutants emission, and specific fuel consumption. Besides those benefits, an engine with a torch ignition system may use a wide variety of fuels, becoming a multi fuel engine. The engine used is a commercial flexible, eight valves, four cylinders in-line, 1.8 dm<sup>3</sup>. First of all, performance reference data will be determined on the standard engine. In the next step is obtained data about the modified engine, using the torch ignition system. In both cases the results collected will contains information about the performance en engine functioning, and both systems will be compared to each other, to quantify the differences. The torch ignition system presents a single fix geometry of torch cell in each cylinder, being fed with non stratified mixtures, through the engine's indirect fuel injection system, while spark advance and injection time being controlled by a re-programmable ECU. The results obtained with the preliminary test with the torch ignition system, without the direct fuel injection, indicates that the torch ignition system works and got a good potential to be developed, needing more testing in different running conditions. It is possible to foresee with these results that the torch ignition system can work with leaner mixtures and smaller spark ignition advance, as a result of the higher turbulence and faster burning speed inside the cylinder.

Dedico este trabalho à minha família, que sempre me apoiou em todos os momentos,  
fossem eles de calma ou de tempestade.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pois sem Ele, nada seríamos, e nada seria. Agradeço a Ele pela oportunidade que me foi concedida de ter as condições necessárias para realizar este trabalho, não só pessoalmente, mas também profissionalmente.

Agradeço à minha família, sempre presente, sempre me apoiando, sempre me proporcionando conforto quando eu precisei, e sempre me cobrando quando não me esforcei o quanto podia. Por agüentar os momentos de ansiedade, de angústia, de alegrias e tristezas que acompanham a minha vida.

Agradeço à minha querida Carla, que, antes de todos, me apoiou e me incentivou a tomar o rumo do mestrado, como chance de crescimento pessoal e profissional. Pela paciência, pelas noites sem dormir, pelos longos períodos distantes fisicamente, mas sempre de almas unidas em prol da evolução do meu trabalho e do meu ser.

Ao amigo Fabrício Pujatti, que, junto comigo, enfrentou dias e noites sem dormir, em prol da ciência, e que tanto acrescentou à minha experiência pessoal e profissional, além de que, sem o desenvolvimento de sua central aberta, este trabalho não seria possível.

Ao Professor e amigo Ramón Molina Valle, por me dar a chance de chegar aonde cheguei, na Pós-Graduação, e de alcançar tantas coisas que antes julgava impossível. Pela perseverança e pela confiança depositada em mim, na expectativa de realizarmos um grande trabalho.

Ao amigo José Guilherme Coelho Baeta, que me abriu os olhos para as possibilidades da Pós-Graduação, ainda durante o curso de motores, e que me acompanhou durante todo o processo de minha pesquisa. Pelas horas de companheirismo dentro e fora das salas de aula, pelos ensinamentos e pela força que sempre me deu.

Aos amigos Adriano Rocha, e Marcos Langeani, por compartilharem a experiência e conhecimento nos quesitos técnicos pertinentes aos componentes e problemas que esta pesquisa gerou.

Aos amigos da graduação, Paulo, Gunnar, Matheus e Andréas, que embarcaram comigo no começo de tudo, se esforçaram e mostraram de que são capazes de realizar grandes feitos. Ainda ao amigo Rodrigo, pela ajuda na manufatura de peças.

Aos amigos do Laboratório de Motores do CETEC, José Eustáquio, José Renato, José Pedro, Vander, Ronaldo, seu Raimundo, Sérgio, Marquinhos, Ronaldo, Rodrigo, Geraldo, Paulo, André, Priscila, Fabiana, Pompílio, Reinaldo, Benício, Sanderson,

Leonardo e o outro Rodrigo, pela força e pela oportunidade de realizar junto deles o meu trabalho.

Aos amigos da Oficina Mecânica do CETEC, Martinho, Adilson, Ronito, Joaquim e Zé Geraldo, que sempre fizeram de tudo para executar as idéias que brotavam a cada hora, pelo esforço e pela disposição de ajudar sempre.

Aos amigos do Mini Baja, pelas horas de trabalho conjuntas na sala do Baja, onde usei e abusei de seus computadores, e pelas boas horas de conversas e pelos almoços que partilhamos tantas vezes.

Aos amigos da Pós-Graduação, Gilberto, Giulliano, e Thiago, companheiros de jornada, sempre dispostos a ajudar nas horas mais necessitadas.

À Sandra e Ionara, do Colegiado de Pós-Graduação, por me tratarem com tanto carinho, assim como todos os outros “meninos” da Pós-Graduação, sempre prestativas e dispostas a ajudar.

Ao Professor José Eduardo Mautone Barros, por compartilhar do seu conhecimento para o engrandecimento deste trabalho.

Ao amigo Eduardo Garcia, companheiro de várias jornadas noite adentro, com o bom humor de sempre.

À FIAT Automóveis, que contribuíram com recursos e disponibilizaram tantas horas de pesquisa.

Aos amigos Leandro, Valdemar e Wanderson, da FIAT POWERTRAIN, que acompanharam de perto e sempre estenderam a mão amiga quando precisei durante a minha pesquisa.

À UFMG, por manter e acreditar no desenvolvimento e pesquisa, tão necessários para a evolução do nosso país.

E a todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho, seja de forma profissional ou pessoal e que me impulsionaram em direção de algo maior.

## Sumário

<b>CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO</b> .....	1
<b>1.1. ASPECTOS GERAIS</b> .....	1
<b>1.2. HISTÓRICO DO SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA-CHAMAS OU TORCH IGNITION</b> .....	2
<b>CAPÍTULO 2 – OBJETIVOS E RELEVÂNCIA</b> .....	6
<b>2.1. OBJETIVO GERAL</b> .....	6
<b>2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS</b> .....	6
<b>2.3. RELEVÂNCIA</b> .....	6
<b>CAPÍTULO 3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	8
<b>3.1. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA COM IGNIÇÃO POR CENTELHA</b> .....	8
<b>3.2. FORMAÇÃO DA MISTURA AR/COMBUSTÍVEL</b> .....	9
<b>3.2.1. Carga Estratificada</b> .....	11
<b>3.2.1.1. Estratificação da Mistura por Injeção Direta</b> .....	12
<b>3.2.1.2. Estratificação da Mistura por Carburador Auxiliar</b> .....	14
<b>3.2.1.3. Estratificação da Mistura por Ignição por Lança-Chamas</b> .....	15
<b>3.3. GERAÇÃO DE TURBULÊNCIA</b> .....	22
<b>3.3.1. Principais Parâmetros da Pré-Câmara de Combustão</b> .....	23
<b>3.3.1.1. Volume da Pré-Câmara</b> .....	23
<b>3.3.1.2. Geometria da Pré-Câmara</b> .....	24
<b>3.3.1.3. Posição da Pré-Câmara</b> .....	25
<b>3.3.2. Configuração dos Orifícios</b> .....	27
<b>3.3.3. Posição da Vela de Ignição</b> .....	31
<b>3.4. CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS SISTEMAS DE IGNIÇÃO POR LANÇA-CHAMAS</b> .....	32
<b>CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA</b> .....	34
<b>4.1. ESCOLHA DO MOTOR</b> .....	34
<b>4.2. PROJETO, CONSTRUÇÃO E ADAPTAÇÃO DA PRÉ-CÂMARA DE COMBUSTÃO NO MOTOR</b> .....	37
<b>4.3. DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO DOS ORIFÍCIOS</b> .....	38
<b>4.4. GEOMETRIAS DE NOZZLES</b> .....	46
<b>4.5. MONTAGEM DO SISTEMA</b> .....	49
<b>4.5.1. Escolha das Velas de Ignição</b> .....	49
<b>4.5.2. Escolha da Central Eletrônica</b> .....	54
<b>4.6. ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS E CONFIGURAÇÃO FINAL TESTADA</b> .....	56
<b>4.6.1. Alinhamento do Motor no Dinamômetro</b> .....	61
<b>4.6.2. Preparação da Central Eletrônica Experimental</b> .....	61
<b>4.6.3. Determinação das incertezas combinadas</b> .....	66
<b>4.7. REALIZAÇÃO DOS TESTES DINAMOMÉTRICOS</b> .....	67
<b>4.7.1. Configuração da Central Experimental</b> .....	67
<b>4.8. METODOLOGIA DO TRATAMENTO DE DADOS OBTIDOS</b> .....	68
<b>4.8.1. Grandezas Determinadas e Medidas nos Ensaio Dinamométricos</b> .....	68
<b>CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	70
<b>5.1. RESULTADOS PARA ABERTURA DE 10% DE BORBOLETA</b> .....	70



5.1.1. Torque Corrigido.....	70
5.1.2. Potência Corrigida.....	71
5.1.3. Pressão Média Efetiva Corrigida.....	71
5.1.4. Consumo Específico.....	72
5.1.5. Consumo Efetivo.....	73
5.1.6. Temperatura do Catalisador.....	74
5.1.7. Pressão no Coletor de Admissão.....	75
5.1.8. Contra Pressão no Escapamento.....	76
5.1.9. Fator Lambda.....	77
5.1.10. Razão Ar/Combustível.....	78
5.1.11. Avanço de Ignição.....	79
5.1.12. Tempo de Injeção.....	80
5.1.13. Considerações finais do sistema com Pré-Câmara com 10% de abertura de borboleta.....	81
<b>5.2. RESULTADOS PARA ABERTURA DE 20% DE BORBOLETA.....</b>	<b>82</b>
5.2.1. Torque Corrigido.....	82
5.2.2. Potência Corrigida.....	83
5.2.3. Pressão Média Efetiva.....	84
5.2.4. Consumo Específico.....	85
5.2.5. Consumo Efetivo.....	86
5.2.6. Temperatura do Catalisador.....	87
5.2.7. Pressão no Coletor de Admissão.....	88
5.2.8. Contra Pressão no Escapamento.....	89
5.2.9. Fator Lambda.....	90
5.2.10. Razão Ar/Combustível.....	91
5.2.11. Avanço de Ignição.....	92
5.2.12. Tempo de Injeção.....	93
5.2.13. Considerações do sistema com Pré-Câmara com 20% de abertura de borboleta.....	94
<b>5.3. ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA AS DUAS CONDIÇÕES DE ABERTURA DE BORBOLETA.....</b>	<b>95</b>
5.3.1. Torque Corrigido.....	95
5.3.2. Potência Corrigida ABNT.....	95
5.3.3. Pressão Média Efetiva.....	96
5.3.4. Consumo Específico.....	97
5.3.5. Consumo Efetivo.....	97
5.3.6. Contra Pressão no Escapamento.....	98
5.3.7. Avanço de Ignição.....	99
5.3.8. Considerações do sistema com Pré-Câmara com 10 e 20% de abertura de borboleta.....	100
<b>5.4. CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS RESULTADOS.....</b>	<b>101</b>
<b>CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES.....</b>	<b>102</b>
<b>CAPÍTULO 7 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>104</b>
<b>CAPÍTULO 8 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>105</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>110</b>
<b>Anexo A - Planilha de cálculos do diâmetro de orifício do nozzle, para a rotação de 6000 rpm, e um volume de pré-câmara de 7,4% do volume total.....</b>	<b>111</b>

<b>Anexo B – Planilha de cálculo do volume da pré-câmara e nova relação de compressão volumétrica.....</b>	<b>112</b>
<b>Anexo C – Desenhos técnicos das pré-câmaras.....</b>	<b>114</b>
<b>Anexo D – Tabelas com as médias dos valores medidos nos ensaios dinamométricos com seus respectivos desvios padrão .....</b>	<b>117</b>
<b>Anexo E – Incertezas Máximas dos Resultados .....</b>	<b>123</b>
<b>Anexo F – Materiais Utilizados para os Ensaios.....</b>	<b>124</b>

## Lista de Figuras

Figura 3.1 – Sistemas de Injeção Direta de Combustível TEXACO e M.A.N., HEYWOOD (1988).....	13
Figura 3.2 – Sistema Francês de Estratificação de Carga, GARRET (1996).....	15
Figura 3.3 – Sistema de Ignição por lança-chamas de Harry R. Ricardo, TURKISH (1975).....	16
Figura 3.4 – Sistema CVCC da Honda – Corte Esquemático, TURKISH (1975).....	18
Figura 3.5 – Sistema CVCC da Honda – Corte real, HONDA MOTOR COMPANY (2006).....	18
Figura 3.6 – Sistema CVCC da Honda – Fases do Ciclo do Motor, HONDA MOTOR COMPANY (2006).....	19
Figura 3.7 – Regiões de Estratificação de Mistura, DATE (1974).....	20
Figura 3.8 – Célula Geradora de Turbulência, HEYWOOD (1988).....	22
Figura 3.9 – Geometrias de Pré-Câmara, WOLFF (1997).....	25
Figura 3.10 – Posições da Pré-câmara, RYU (1987).....	26
Figura 3.11 – Direção dos Jatos de Chama, ADAMS (1979).....	27
Figura 3.12 – Sistema APIR, ROBINET et al (1999).....	28
Figura 3.13 – Fases de Operação do Sistema APIR, ROBINET et al (1999).....	29
Figura 3.14 – Disposições de Orifícios, MAVINAHALLY (1994).....	30
Figura 3.15 – Vela de Ignição com Pré-câmara da BOSCH, LATSCH (1984).....	31
Figura 4.1 – Sede da Vela de Ignição ao lado do Coletor de Descarga do motor FIAT POWERTRAIN 1.8.....	35
Figura 4.2 – Pré-câmara de Combustão utilizada.....	38
Figura 4.3 – Velocidade de Queima em função da Relação Ar/Combustível, HEYWOOD (1988).....	41
Figura 4.4 – Diâmetro do Orifício para Razão de Volumes 15 %.....	45
Figura 4.5 – Diâmetro do Orifício para Razão de Volumes 7,3 %.....	45
Figura 4.6 – Diâmetro do Orifício para Razão de Volumes 5 %.....	46
Figura 4.7 – Nozzle de Pré-câmara da Configuração 1.....	47
Figura 4.8 – Nozzle de Pré-câmara da Configuração 2.....	47
Figura 4.9 – Nozzle de Pré-câmara da Configuração 3.....	48
Figura 4.10 – Velas de Ignição NGK V-Power, NGK (2006).....	49
Figura 4.11 – Especificações das Velas NGK, NGK (2006).....	50
Figura 4.12 – Vela de Ignição NGK BR9ES, NGK (2006).....	51
Figura 4.13 – Especificações de Velas NGK BR9ES, NGK (2006).....	51
Figura 4.14 – Montagem da Pré-câmara com Vela e Eletroinjeter.....	52
Figura 4.15 – Esquema do Cabeçote para Arrefecimento da Pré-Câmara.....	53
Figura 4.16 – Sistema externo de arrefecimento das pré-câmaras.....	54
Figura 4.17 – Programa da Central Eletrônica Experimental, PUJATTI (2006).....	56
Figura 4.18 – Conjunto do sistema de Pré-câmara, mostrando da esquerda para a direita a vela de ignição, o corpo superior, o anel extensor, o corpo inferior e o anel de vedação.....	57
Figura 4.19 – Corpo Superior da Pré-Câmara com Vela Centralizada.....	58
Figura 4.20 – Conjunto de Pré-câmaras com vela centralizada.....	58
Figura 4.21 – Pré-câmaras de velas centralizadas montadas no cabeçote.....	59
Figura 4.22 – Chicote e Central Experimental conectados ao motor.....	60
Figura 4.23 – Mostrador de Lambda HORIBA.....	62
Figura 4.24 – Software de controle do dinamômetro, SCHENK DC101.....	64
Figura 4.25 – Módulo de controle do dinamômetro.....	64

Figura 4.26 – Rádio conectado ao sensor de detonação .....	65
Figura 4.27 – Vista da sala dinamométrica da mesa de controle .....	65
Figura 4.28 – Montagem dinamométrica .....	66
Figura 5.1 – Torque Corrigido ABNT para abertura de borboleta de 10%.....	70
Figura 5.2 – Potência corrigida ABNT para 10% de abertura de borboleta.....	71
Figura 5.3 – Pressão Média Efetiva para 10% de abertura de borboleta.....	72
Figura 5.4 – Consumo Específico para 10% de abertura de borboleta.....	73
Figura 5.5 – Consumo Efetivo para 10% de abertura de borboleta.....	74
Figura 5.6 – Temperatura do Catalisador para 10% de abertura de borboleta .....	75
Figura 5.7 – Pressão no Coletor de Admissão para 10% de abertura de borboleta.....	76
Figura 5.8 – Contra pressão no escapamento para 10% de abertura de borboleta .....	77
Figura 5.9 – Fator Lambda para 10% de abertura de borboleta .....	78
Figura 5.10 – Razão ar/combustível para 10% de abertura de borboleta .....	79
Figura 5.11 – Avanço de ignição para 10% de abertura de borboleta.....	80
Figura 5.12 – Tempo de injeção para 10% de abertura de borboleta .....	81
Figura 5.13 – Torque Corrigido para 20% de abertura de borboleta.....	83
Figura 5.14 – Potência corrigida para 20% de abertura de borboleta.....	84
Figura 5.15 – Pressão Média Efetiva para 20% de abertura de borboleta.....	85
Figura 5.16 – Consumo Específico para 20% de abertura de borboleta.....	86
Figura 5.17 – Consumo Efetivo para 20% de abertura de borboleta.....	87
Figura 5.18 – Temperatura do Catalisador para 20 % de abertura de borboleta .....	88
Figura 5.19 – Pressão no Coletor de Admissão para 20% de abertura de borboleta.....	89
Figura 5.20 – Contra pressão no escapamento para 20% de abertura de borboleta .....	90
Figura 5.21 – Fator Lambda para 20% de abertura de borboleta .....	91
Figura 5.22 – Razão ar/combustível para 20% de abertura de borboleta .....	92
Figura 5.23 – Avanço de ignição para 20% de abertura de borboleta.....	93
Figura 5.24 – Tempo de injeção para 20% de abertura de borboleta .....	94
Figura 5.25 – Torque Corrigido para as duas aberturas de borboleta.....	95
Figura 5.26 – Potência corrigida para as duas aberturas de borboleta .....	96
Figura 5.27 – Pressão Média Efetiva para as duas aberturas de borboleta.....	96
Figura 5.28 – Consumo Específico para as duas aberturas de borboleta .....	97
Figura 5.29 – Consumo Efetivo para as duas aberturas de borboleta .....	98
Figura 5.30 – Contra pressão no escapamento para as duas aberturas de borboleta .....	99
Figura 5.31 – Avanço de ignição para as duas aberturas de borboleta.....	100
Figura B.1 – Desenho Esquemático do Interior da Pré-Câmara.....	113
Figura C.1 – Corpo Inferior da Pré-câmara .....	115
Figura C.2 – Corpo Superior da Pré-câmara .....	116

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Resultados Obtidos com o Sistema CVCC da Honda, DATE (1974).....	17
Tabela 4.1 – Parâmetros do motor FIAT POWERTRAIN 1.8 .....	35
Tabela 4.2 – Incertezas Associadas Máximas.....	66
Tabela A.1 – Cálculo do Diâmetro do Orifício do Nozzle segundo ADAMS .....	111
Tabela B.1 – Cálculo do Volume da Pré-Câmara e da Razão Volumétrica de Compressão .....	112
Tabela D.1 – Potência Corrigida ABNT [kW] .....	117
Tabela D.2 – Torque Corrigido ABNT [Nm].....	117
Tabela D.3 – Pressão Média Efetiva Corrigida ABNT [kg/cm <sup>2</sup> ] .....	118
Tabela D.4 – Consumo Específico [g/kWh].....	118
Tabela D.5 – Consumo Efetivo [kg/h] .....	119
Tabela D.6 – Fator Lambda.....	119
Tabela D.7 – Razão Ar/Combustível [kg/kg].....	120
Tabela D.8 – Temperatura de Catalisador [°C] .....	120
Tabela D.9 – Avanço de Ignição [°] .....	121
Tabela D.10 – Tempo de Injeção [micro sec] .....	121
Tabela D.11 – Pressão no Coletor de Admissão [mmHg].....	122
Tabela D.11 – Contra Pressão no Escapamento [mmHg] .....	122
Tabela E.1 – Incertezas associadas máximas .....	123

## Simbologia

### Abreviações e Siglas

APIR	→	Auto-inflamation Pilotée par Injection de Radicaux (Auto Ignição Disparada por Injeção de Radicais)
CVCC	→	Compound Vortex Controlled Combustion
EGR	→	Exhaust Gas Recirculation
GDI	→	Gasoline Direct Injection
IEGR	→	Internal Exhaust Gas Recirculation
LAG	→	Ativação da combustão por Avalanche
LDI	→	Limite de Detonação Inferior
MBT	→	Maximum Brake Torque
OCP	→	Orbital Engine Company in Perth
TCCS	→	Texaco Controlled Combustion System
WOT	→	Wide Open Throttle

### Variáveis

$a$	→	raio do virabrequim (metade do curso do pistão)
$A_o$	→	área do orifício
$A_p$	→	área da cabeça do pistão
$C_p$	→	calor específico à pressão constante da mistura
$d$	→	diâmetro do duto de comunicação entre a pré-câmara e a câmara principal
$D$	→	diâmetro da pré-câmara
$d_o$	→	diâmetro do orifício de comunicação entre nozzle e câmara de combustão
$k$	→	constante das equações de ADAMS
$l$	→	comprimento da biela; escala da turbulência
$L$	→	altura da pré-câmara; curso do pistão
$N$	→	rotação do motor
$R$	→	relação do comprimento da biela com o curso do pistão
$r_c$	→	relação de compressão, razão volumétrica de compressão, taxa de compressão
$r_v$	→	relação entre o volume da pré-câmara e o volume total
$s$	→	distância do eixo virabrequim ao pino do pistão
$S_p$	→	velocidade instantânea do pistão
$\overline{S_p}$	→	velocidade média do pistão
$T_c$	→	tempo característico de combustão
$T_t$	→	tempo característico de turbulência
$u$	→	intensidade da turbulência
$V$	→	volume da pré-câmara
$V_{\text{cabeçote}}$	→	volume da câmara de combustão no cabeçote
$V_{\text{cil}}$	→	volume do cilindro dado pelo curso do pistão
$V_{\text{comb}}$	→	volume da câmara de combustão (volume no cabeçote acrescido do volume na cabeça do pistão)

$V_{cp}$	→	volume da câmara principal
$V_i$	→	volume instantâneo acima do pistão
$V_{pc}$	→	volume da pré-câmara de combustão
$V_t$	→	volume da câmara total (cabeçote + pistão); volume total (cabeçote + pistão + pré-câmara)
$V_x$	→	volume na cabeça do pistão

## Símbolos Gregos

$\alpha$	→	ângulo do chanfro superior da pré-câmara
$\beta$	→	ângulo do chanfro inferior da pré-câmara
$\delta$	→	espessura da frente de chama
$\varphi$	→	ângulo da pré-câmara
$\lambda$	→	condutividade térmica média da mistura
$v$	→	velocidade de propagação da chama
$v_o$	→	velocidade do fluxo pelo orifício
$\theta$	→	ângulo do virabrequim
$\rho$	→	peso específico da mistura (densidade)



# CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

## 1.1. ASPECTOS GERAIS

Os combustíveis utilizados hoje no Brasil apresentam uma constante variação de preços e de disponibilidade no mercado. Estas variações estão ligadas a vários fatores, internos e externos, como a taxa do dólar, o preço do petróleo, a demanda de álcool em relação ao açúcar e a recente introdução do gás metano veicular no mercado.

Os novos motores flexíveis, que possibilitam utilizar gasolina, álcool ou qualquer mistura destes dois combustíveis são um grande avanço tecnológico, pois possibilitam ao brasileiro utilizar os combustíveis disponíveis no mercado sem depender das políticas de preços dos mesmos. No entanto, esses motores se limitam ao número de combustíveis utilizados. Um motor que funcione com vários combustíveis, sem a necessidade de adaptações por parte dos usuários, após a sua fabricação, seria um grande avanço tecnológico para os dias de hoje, BAETA (2006).

Os principais combustíveis utilizados no mundo hoje são a gasolina e o diesel, ambos derivados do petróleo, que é um recurso não renovável. Este último tem previsão de se esgotar em um período de aproximadamente 40 anos, no mundo, e cerca de 14 anos no Brasil, se o consumo atual for mantido, ANBA (2003). No entanto, países emergentes como a China estão ampliando os seus mercados automobilísticos rapidamente, e esta previsão de disponibilidade de petróleo tende a se reduzir.

Surge, assim, uma necessidade de se investir em combustíveis alternativos, como é o caso do álcool e do gás metano veicular, para substituir a utilização da gasolina e do diesel. No Brasil, a gasolina conta com uma adição de álcool da ordem de 20 a 25 %. Uma alternativa recente é o biodiesel, que começa a ser misturado ao diesel comum, numa porcentagem de 2 %, ANP (2005).

Além da curta previsão de disponibilidade de petróleo no mundo e da oscilação do seu preço no mercado mundial, as legislações ambientais são cada vez mais severas, no intuito de controlar a poluição do ar e o efeito estufa. Estas legislações controlam as emissões de monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) e de hidrocarbonetos não queimados (NHC), CONAMA (Resolução nº 342, 2003). Atualmente, existe uma vertente na Europa que visa o controle da emissão de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), com o objetivo de se controlar o consumo de combustível dos veículos motorizados, uma vez que as emissões de dióxido de carbono refletem o

consumo de combustível dos motores, EURO 5 (2006). Nos Estados Unidos e na Europa, existe uma série de legislações específicas para o controle de emissões. Estes padrões são seguidos no Brasil, porém, com certa defasagem. Com estas leis, os fabricantes são obrigados a desenvolver motores menos poluentes, sejam com a utilização de catalisadores, sistemas de ignição e injeção eletrônica, injeção direta de combustível e outros, desde que atendam às normas vigentes.

Associando estes fatores, fica evidente a necessidade de se melhorar a qualidade e a eficiência dos motores de combustão interna. Segundo SÁ (2001), o desenvolvimento dos motores de combustão interna deve buscar:

- Maior eficiência térmica e mecânica;
- Maior confiabilidade;
- Maior durabilidade;
- Menor poluição ambiental;
- Menor consumo de combustível;
- Menor nível de ruído;
- Uso de combustíveis não convencionais;
- Uso de vários combustíveis (veículos “flex” e multicomcombustível)

Seguindo esta proposta, este trabalho visa o desenvolvimento de um sistema de ignição para um motor de Ciclo Otto com o intuito de reduzir o consumo de combustível e reduzir também emissões de poluentes. Este novo sistema possibilitará a utilização de combustíveis de baixa octanagem e/ou os de difícil ignição por centelha, originando um propulsor multicomcombustível, além de permitir trabalhar com misturas extremamente pobres. Trabalhando com misturas pobres, reduz-se o consumo e, conseqüentemente, a emissão de dióxido de carbono, previsto nas próximas legislações que entrarão em vigor na Europa, a EURO 5. O sistema a ser desenvolvido neste trabalho é uma modificação do sistema convencional de ignição de um motor do Ciclo Otto para um sistema dotado de Pré-Câmara de Combustão com Carga homogênea, denominado Lança-Chamas ou *Torch Ignition*.

## **1.2. HISTÓRICO DO SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA-CHAMAS OU *TORCH IGNITION***

O conceito do sistema de ignição por lança-chamas já existe desde 1920, segundo HEYWOOD (1988). No entanto, os primeiros sistemas desenvolvidos não contavam

com a tecnologia advinda dos controles eletrônicos que hoje possibilitam vários graus de liberdade e elevada resolução ao sistema de controle. Assim, era necessária a utilização de sistemas puramente mecânicos.

Segundo TURKISH (1975), Harry R. Ricardo desenvolveu e patenteou o primeiro motor com sistema de ignição por lança-chamas, em 1918. A mistura rica é introduzida por uma terceira válvula, que recebe a mistura mais rica derivada de um sistema de alimentação auxiliar (carburador auxiliar). Ao entrar na pré-câmara, que possui uma vela de ignição, o centelhamento incendeia esta mistura rica e sua queima é direcionada para a câmara principal de combustão, previamente preenchida com mistura pobre oriunda do sistema convencional de alimentação.

Este sistema de ignição por lança-chamas utiliza a seguinte estratégia: uma pequena quantidade de combustível é introduzida em uma pré-câmara de combustão, dotada de uma vela de ignição, que é fisicamente separada da câmara principal. A câmara principal do motor admite através da válvula de admissão uma mistura pobre de ar/combustível. A centelha, ao contrário do que ocorre nos motores convencionais, é dada dentro da pré-câmara que incendeia a pequena quantidade de mistura contida na mesma. Esta mistura é mais rica que a contida na câmara principal. A queima desta pequena carga faz com que a pressão e temperatura se elevem neste compartimento, consequentemente se expandindo e viajando até a câmara principal através de orifícios de interconexão. Este combustível em processo de queima invade a câmara principal na forma de jatos de alta energia térmica e cinética turbulenta, na forma de radicais quimicamente ativos, iniciando a combustão da mistura pobre no interior da câmara principal.

A diferença do sistema de ignição por lança-chamas para o sistema convencional é que, ao invés de somente uma frente de chama gerada pela vela de ignição dentro da câmara de combustão, várias frentes de chama, provenientes da pré-câmara, incendeiam a mistura simultaneamente em vários pontos, contribuindo para uma combustão mais completa e rápida, diminuindo o tempo para o surgimento de pré-reações, reduzindo a possibilidade de detonação e possibilitando aumentar a razão volumétrica de compressão do motor, SÁ (2001).

Conforme GOMES (2004), este sistema contém duas configurações:

- A primeira, mais simples, é uma pré-câmara que utiliza a mesma mistura que entra na câmara principal do motor. Este sistema utiliza a chamada Carga Homogênea, que é uma mistura com a mesma razão ar/combustível tanto na câmara principal

quanto na pré-câmara de combustão. A pré-câmara é alimentada com a mistura proveniente da câmara principal. Esta pré-câmara possui somente a vela de ignição.

- A segunda configuração consta de uma pré-câmara que contém, além da vela de ignição, um sistema auxiliar de alimentação. Este sistema auxiliar possibilita a formação de mistura mais rica através da injeção direta de combustível, em relação à câmara principal, na pré-câmara, formando desta forma a Carga Estratificada. Esta configuração pode adotar a injeção direta de combustível ou a injeção de mistura ar/combustível na pré-câmara.

Na década de 70, a Honda desenvolveu um sistema de ignição por lança-chamas puramente mecânico, chamado CVCC (*Compound Vortex Controlled Combustion*). Este sistema possibilitou a redução de até 80 % do índice de emissões de gases poluentes e 9 % de consumo específico, sem a utilização de catalisadores em relação ao mesmo motor sem pré-câmara, dotado de alimentação e ignição convencionais (mistura estequiométrica na câmara de combustão e vela de ignição comum), DATE (1974). No entanto, estes motores deixaram de ser produzidos com o advento da Injeção Eletrônica e da utilização de melhores Catalisadores (*3-Way Catalytic Converters*). Um fator importante é que, como o sistema era mecânico, a manutenção e o custo de fabricação destes componentes eram demasiadamente elevados, SÁ (2001).

O sistema de Lança Chamas com carga estratificada apresenta vantagens em relação ao sistema de carga homogênea. A injeção direta de combustível dentro da pré-câmara auxilia na limpeza dos gases remanescentes da mesma, através da expansão do combustível, o que não ocorre nas pré-câmaras que trabalham com carga homogênea. UYEHARA (1995) analisou o comportamento dos gases remanescente dentro da pré-câmara de combustão, e cita que a porcentagem destes é maior dentro da pré-câmara do que na câmara principal. No entanto, estes gases residuais funcionam também como um EGR (*Exhaust Gas Recirculation*, ou Sistema de Recirculação de Gases de Exaustão), reduzindo a emissão de  $\text{NO}_x$ . Outra vantagem é a refrigeração da pré-câmara pela carga de combustível líquido injetado na pré-câmara, que, através do calor latente, resfria a pré-câmara, consequentemente reduzindo a emissão de  $\text{NO}_x$  e a possibilidade de auto-ignição dentro da pré-câmara, SÁ (2001). O calor absorvido pelo combustível líquido injetado na pré-câmara é proveniente dos gases que ali se encontram, e também das paredes da pré-câmara. No entanto, é indesejável a deposição de combustível nas paredes da pré-câmara, principalmente durante a partida a frio.

De acordo com HEYWOOD (1988), deve-se observar as limitações do sistema, que estão associadas à eficiência térmica, dada pela turbulência e pela tocha, que aumentam a velocidade de queima, com o crescimento do coeficiente de película e conseqüente aumento da transferência de calor para fora da câmara. Este aumento de turbulência se limita pelo aumento excessivo da transferência de calor para o sistema, o que pode gerar um superaquecimento do mesmo, comprometendo seus componentes mais frágeis. É importante ressaltar também que a energia dada à tocha através da mistura rica dentro da pré-câmara deve ser controlada, de modo a evitar o aumento de emissões, principalmente as de  $\text{NO}_x$ , que são resultado do aumento de temperatura durante a combustão.

## **CAPÍTULO 2 – OBJETIVOS E RELEVÂNCIA**

### **2.1. OBJETIVO GERAL**

Este trabalho tem como objetivo principal a busca da redução de consumo de combustível de um motor do Ciclo Otto, sem prejuízo da pressão média efetiva. Para tal é proposto e testado em banco dinamométrico um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor comercial do ciclo Otto, avaliando-se os parâmetros de desempenho e funcionamento do motor. Nesta primeira etapa do trabalho, testes são realizados para um sistema mais simples, não envolvendo injeção nas pré-câmaras e apenas para uma configuração geométrica fixa.

### **2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Para tornar possível alcançar o objetivo proposto foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- Projeto e construção de pré-câmaras de combustível de acordo com as características da câmara de combustão do motor utilizado;
- Realização da calibração e ajuste do sistema de gerenciamento eletrônico do motor, de acordo com as características do motor para a configuração de pré-câmara testada;
- Ensaios dinamométricos para avaliar o desempenho do motor original funcionando somente com gasolina, utilizando um sistema de gerenciamento eletrônico aberto;
- Ensaios dinamométricos para avaliar o desempenho do motor com o novo sistema de ignição, funcionando somente com gasolina, para uma geometria fixa de pré-câmara e utilizando um sistema de gerenciamento eletrônico aberto;

### **2.3. RELEVÂNCIA**

Existe hoje uma necessidade de se aprimorar tecnologias para melhorar a qualidade dos motores de combustão interna. As regulamentações ambientais, cada vez mais restritas,

geram uma demanda por pesquisa e desenvolvimento voltada para os motores tanto do Ciclo Otto quanto do Ciclo Diesel.

O sistema de ignição por lança-chamas associado ao controle eletrônico da injeção de combustível e de ignição representa uma linha de pesquisa interessante na busca por motores mais eficientes, menos poluentes e que consomem menos combustível, apresentando uma simplificação construtiva em relação aos seus antecessores, que utilizavam controles puramente mecânicos. Proporcionam uma redução de custos atraente, em relação aos sistemas mecânicos, além da possibilidade de ampliar a gama de combustíveis possíveis para uso automotivo.

O Brasil apresenta um grande potencial de pesquisa e desenvolvimento. As recentes parcerias estabelecidas entre as indústrias e as universidades brasileiras fortalecem esta relação, possibilitam o desenvolvimento de novas tecnologias em tempo recorde, diminuem o custo de geração destas tecnologias e permitem que as pesquisas sejam direcionadas às atuais necessidades do mercado. Atualmente, as pesquisas na área automotiva, em relação ao desenvolvimento de motores, se restringem às adaptações de tecnologias estrangeiras, conhecidas como “tropicalização de projetos”, o que acarreta em um atraso no desenvolvimento tecnológico do país. É necessário que se invista em pesquisas de novas tecnologias internas, para que o Brasil possa contribuir com o desenvolvimento nacional e mundial.

## CAPÍTULO 3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 3.1. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA COM IGNIÇÃO POR CENTELHA

Os motores de combustão interna com ignição por centelha são geralmente alimentados por uma mistura de ar e combustível homogênea e essencialmente gasosa. Ao final da compressão, uma descarga elétrica de alta intensidade é disparada na câmara de combustão dando início ao processo de queima da mistura de ar e combustível, HEYWOOD (1988).

A ignição por centelha inicia o processo de queima através de uma frente de chama que pode ser guiada pelos contornos da câmara de combustão. Durante a combustão, essa frente de chama aumenta, tanto em volume quanto em área, gerando uma quantidade crescente de carga em combustão. A frente de chama cresce rapidamente, devido ao aumento do raio de propagação da chama. Esta frente de chama é limitada pelas paredes do cilindro e direcionada a mistura fresca, levando à combustão da mesma, OBERT (1971).

No início do processo de combustão, a velocidade da chama é pequena, devido à baixa turbulência e proximidade da mistura às paredes da câmara de combustão. Com o andamento do processo, essa velocidade aumenta, e seu máximo é limitado pela turbulência atingida dentro do cilindro. Assim, o aumento da velocidade é dependente da velocidade de reação do combustível com o oxidante e do aumento do número de Reynolds, OBERT (1971).

A geometria da câmara de combustão deve garantir, segundo TAYLOR (1971):

- Alta turbulência no tempo de compressão, para aumentar a rapidez 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.



Existem várias geometrias de câmaras de combustão, que variam em relação à posição das válvulas de admissão e escape, vela de ignição, número de válvulas por cilindro, e até mesmo número de velas por cilindro, além da própria forma do interior da câmara de combustão TAYLOR (1971).

### **3.2. FORMAÇÃO DA MISTURA AR/COMBUSTÍVEL**

O combustível pode ser combinado com o oxidante antes do coletor de admissão, como nos automóveis carburados, no interior do coletor de admissão, com injeção eletrônica monoponto ou multiponto, ou dentro da câmara de combustão (injeção direta). Quando feita fora da câmara de combustão, a mistura pode ser realizada por um carburador, que é um sistema totalmente mecânico, ou por meio de eletroinjetores controlados por uma central eletrônica, que leva em consideração vários parâmetros de operação do motor, sendo este último o sistema mais utilizado na atualidade, GARRET (1996).

A formação de mistura no coletor de admissão é realizada a baixas pressões. No sistema de injeção direta de combustível na câmara de combustão, a mistura pode ser feita à baixa pressão, se durante a fase de admissão, ou alta pressão, quando realizada durante a fase de compressão, OBERT (1971).

Segundo BARBOSA (1997), o princípio da injeção direta de combustível tem sua origem no século XIX, mais precisamente em 1884, desenvolvido por Johannes Spiel. O posterior desenvolvimento dos carburadores inviabilizou o desenvolvimento deste tipo de injeção. Hoje, no entanto, a limitação da detonação trouxe à tona novamente o desenvolvimento dos sistemas de injeção direta, pois seu efeito anti-detonante é conhecido desde a década de 50.

Nos sistemas convencionais de formação de mistura no coletor de admissão, o combustível é introduzido nas formas líquida (visando a atomização da mistura ar/combustível) e gasosa. Porém, uma parte do combustível vaporizado se condensa nas paredes do coletor e entra nos cilindros na forma de gotículas que, por serem muito grandes, acabam por não queimar completamente durante o processo de combustão, aumentando a parcela de hidrocarbonetos lançados ao coletor de escape. Nos motores carburados, o combustível sofre, além de mudanças de fase, reações químicas antes de alcançar os cilindros. Ainda nos casos de motores carburados, os cilindros mais distantes do carburador devem receber uma mistura ar/combustível próxima da estequiométrica e, com isso, os cilindros mais próximos recebem uma carga muito rica

e, conseqüentemente, pouco econômica. O contrário também pode ocorrer, quando os cilindros mais próximos do coletor recebem uma mistura próxima da estequiométrica e os cilindros mais distantes uma mistura mais pobre, levando ao elevado aquecimento dos mesmos. Associando estes fatores, os motores carburados apresentam uma elevada tendência a emitir monóxidos de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados (HC) para a atmosfera, HILDEBRAND JR (1998).

Em se tratando de motores com carburador ou injeção monoponto, uma forma de redução da condensação do combustível no coletor de admissão é o aquecimento do mesmo, utilizando uma resistência elétrica ou um circuito de água quente proveniente do circuito de refrigeração do motor. Existe ainda o sistema “hot spot”, onde uma pequena região do coletor de admissão é aquecida pelos gases queimados. Ingestão de ar aquecido também é utilizada. Assim, o combustível chega aos cilindros com um menor percentual de massa condensada, OBERT (1971). No entanto, este processo aquece a mistura ar/combustível e, conseqüentemente, reduz a sua massa específica (densidade), o que leva a uma queda da eficiência volumétrica do motor. Deste modo, só é interessante utilizar este método em motores cuja mistura ar/combustível viaja pelo coletor de admissão.

O posterior desenvolvimento dos motores de combustão interna e dos controles eletrônicos resultou no surgimento dos sistemas de injeção eletrônica, um sistema integrado que aperfeiçoa a operação do motor, baseado em informações de vários sensores e atuadores. Os primeiros sistemas eletrônicos foram de configuração monoponto, onde o eletroinjetor realiza a introdução da carga de combustível no coletor de admissão, independente de qual cilindro será o próximo a realizar a admissão, de forma análoga ao carburador. Porém, o combustível é injetado mais próximo às válvulas de admissão do que no sistema carburado.

A evolução deste sistema foi a injeção multiponto, que trabalha em regime “full group”. Neste novo sistema, o coletor de admissão possui um eletroinjetor para cada cilindro, próximo da válvula de admissão dos mesmos. Este sistema reduz parte das reações químicas do combustível com o oxidante no percurso do coletor de admissão, mas ainda existe condensação no final do coletor de admissão, enquanto o combustível “aguarda” a abertura da válvula de admissão para entrar no cilindro.

Atualmente no Brasil, os sistemas de injeção eletrônica utilizam o sistema multiponto seqüencial, onde cada eletroinjetor libera a carga de combustível a ser admitida pelo cilindro momentos antes da abertura da válvula de admissão. Os eletroinjetores ficam

bem próximos às válvulas de admissão. Além de reduzir consideravelmente o problema de condensação no coletor de admissão, este sistema permite uma distribuição diferenciada de combustível em cada cilindro do motor, BOSCH (1995).

Nos sistemas de injeção direta, o combustível é injetado diretamente dentro da câmara de combustão, eliminando o problema de condensação no coletor e podendo, ainda, realizar a estratificação da carga. Com isso, os motores dotados de injeção direta podem trabalhar com razões volumétricas de compressão mais altas, elevando assim a eficiência térmica do motor, HILDEBRAND JR (1998).

A injeção direta pode ser dividida em duas categorias: injeção durante a fase de admissão/início da compressão (baixas pressões) e durante a fase final da compressão (altas pressões). Na primeira, a injeção direta atua como um carburador/injeção eletrônica, com a admissão do combustível junto à entrada de ar dentro do cilindro, formando uma mistura homogênea. Mesmo neste regime de trabalho, a tendência à detonação é reduzida. Na segunda, a injeção se faz no período de compressão, com a intenção de estratificar a carga. Nestas duas configurações, os injetores se localizam dentro da câmara de combustão e, por isso, devem resistir a altas temperaturas e pressões de trabalho, OBERT (1971).

Processos de combustão interna têm sido alcançados experimentalmente com relações ar/combustível da ordem de até 64:1. No entanto, para se obter economia de combustível associada a baixos níveis de emissões, esta relação apresenta melhores resultados entre 20:1 e 25:1. Nos motores do Ciclo Otto, misturas pobres são difíceis de incendiar por centelhamento. A estratificação da carga é uma solução para este problema, GARRET (1996).

### **3.2.1. Carga Estratificada**

Os motores com carga estratificada por meio de injeção direta de combustível começaram a ser desenvolvidos em 1920, visando associar as melhores características do Ciclo Otto e do Ciclo Diesel, mas, ao contrário dos motores Diesel, a injeção direta de combustível tem o objetivo de estratificar a carga, HEYWOOD (1988).

Mesmo sendo um conceito antigo, com mais de 100 anos, a utilização de carga estratificada se tornou amplamente estudada a partir da década de 70, quando ocorreu a crise de petróleo. A partir de então, a busca por motores mais econômicos e menos poluentes se fez necessária, GARRET (1996).

A carga estratificada é caracterizada pela mistura próxima à região da centelha de ignição ser mais rica do que o restante da mistura no interior da câmara onde ocorre a combustão, TURKISH (1975).

Com a estratificação da carga, obtém-se uma combustão mais eficiente, pois o fluxo de gases em combustão, proveniente da queima da região mais rica, produz um fluxo com maior energia a partir do centelhamento da vela. Este fluxo de energia é capaz de queimar as misturas mais pobres presentes no interior do cilindro. No interior da câmara podem existir regiões com misturas levemente enriquecidas e outras até mesmo com ar puro, OBERT (1971).

A estratificação da carga pode ser realizada de duas formas: através da injeção direta de combustível ou por meio de um sistema de alimentação auxiliar. A alimentação auxiliar pode ser feita através de um carburador auxiliar ou por um sistema de pré-câmara com alimentação auxiliar, HEYWOOD (1988), GARRET (1996).

### **3.2.1.1. Estratificação da Mistura por Injeção Direta**

Segundo HEYWOOD (1988), os motores do Ciclo Otto com injeção direta podem ser considerados motores híbridos (mesclam propriedades dos motores do Ciclo Otto e do Ciclo Diesel), por possuírem as seguintes características:

- Injeção de combustível no interior da câmara de combustão durante o processo de compressão com o objetivo de reduzir o efeito da detonação, comum em motores de ignição por centelha com cargas pré-misturadas;
- Inflamação do combustível com vela de ignição, oferecendo um satisfatório controle do processo de ignição, evitando a necessidade de rigoroso controle da qualidade das características do combustível utilizado, principalmente de auto-ignição do mesmo, como nos motores Diesel;
- Controle do nível de potência do motor através da variação da quantidade de combustível injetada por ciclo, sem o estrangulamento da vazão de ar, minimizando o trabalho de bombeamento.

No caso dos motores do Ciclo Otto dotados de injeção direta, a câmara de combustão apresenta uma geometria específica na cabeça do pistão. O formato da cabeça do pistão proporciona um grande turbilhão (swirl) do ar aspirado na fase de admissão, misturando de forma mais intensa e completa a mistura ar/combustível. A injeção do combustível

pode ser feita durante a fase de admissão ou no final da compressão, HEYWOOD (1988).

O momento da injeção de combustível é um fator determinante da geometria da cabeça do pistão. A estratificação da carga, no sistema utilizado em motores Texaco TCCS (*Texaco Controlled Combustion System*), é obtida com a injeção de combustível diretamente na região da centelha da vela de ignição. Assim, a mistura próxima a esta região é mais rica do que a restante no interior do cilindro, ALPERSTEIN *et al* (1974). Nos motores M.A.N., a injeção é feita direcionada para a cabeça do pistão. O desenho da mesma direciona o jato de mistura ar/combustível em direção à centelha da vela, tornando esta região mais rica do que o restante da câmara de combustão, URLAUB (1974). A Figura 3.1 mostra o Sistema de Injeção Direta de Combustível da TEXACO e da M.A.N.

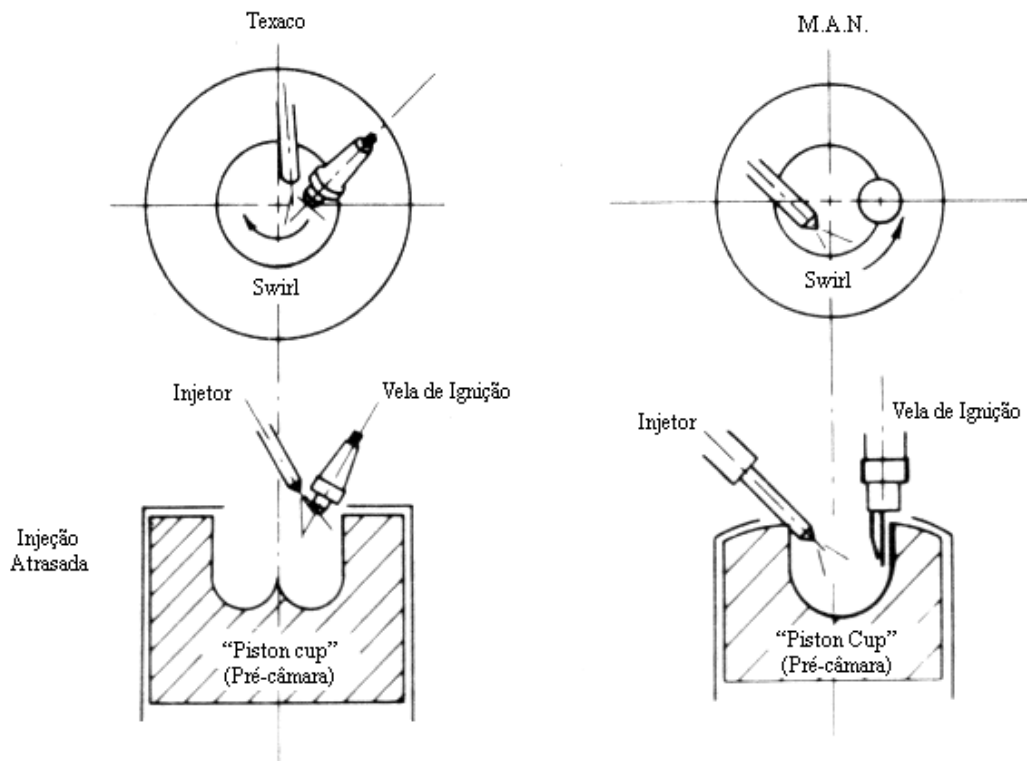


Figura 3.1 – Sistemas de Injeção Direta de Combustível TEXACO e M.A.N., HEYWOOD (1988)

Nestes modelos de motores com carga estratificada por injeção direta, o estrangulamento da entrada de ar não é necessário, pois, em cargas parciais, a duração da injeção de combustível é diminuída e, assim, somente parte do ar na câmara de combustão é usada para a combustão, SÁ (2001).

É importante citar que a câmara de combustão tem eficiência térmica inversamente proporcional às perdas de calor que ocorrem em seu interior. Em outras palavras, uma menor relação de área/volume é desejável, a fim de reduzir a transferência de calor. Considerando este fator, as câmaras hemisféricas apresentam melhores resultados. A concavidade ajuda a manter a mistura compacta e próxima da vela de ignição, evitando sua dispersão sem prejudicar sua inflamabilidade, HEYWOOD (1988).

Segundo HILDEBRAND JR (1998), a Mitsubishi e Toyota utilizaram modelos de motor com carga estratificada a partir de 1996, após extensivas pesquisas. Estes modelos proporcionaram considerável redução de consumo específico e dos índices de emissões. São os chamados GDI (*Gasoline Direct Injection*). Nestes sistemas, a injeção de combustível é feita a alta pressão, da ordem de 50 a 120 bar, com o objetivo de atomizar o combustível dentro da câmara de combustão. Estes sistemas trabalham com injeção na fase de compressão, para estratificação de mistura, em cargas parciais e, quando a demanda de torque é maior, injetam o combustível na fase de admissão, trabalhando com mistura homogênea.

Atualmente já existem modelos de injeção direta de mistura de combustível. Este sistema, da OCP (*Orbital Engine Company in Perth*) utiliza um injetor convencional de combustível, que injeta o combustível em uma região de interface onde um injetor de ar comprimido atua e forma a mistura. Posteriormente, a mistura ar/combustível é injetada dentro do motor por um sistema de injeção direta. A mistura prévia elimina a concentração de mistura próxima do eletroinjetor, reduzindo ainda mais as emissões e aumentando a eficiência do motor, com uma distribuição mais eficiente da mistura na câmara de combustão. A economia de combustível é da ordem de 10 %, CATHCART (2000).

### **3.2.1.2. Estratificação da Mistura por Carburador Auxiliar**

A Sociedade Francesa de Petróleo desenvolveu um motor experimental dotado de um carburador auxiliar para a estratificação da carga. Neste modelo, o carburador auxiliar despeja a mistura rica em um duto separado do coletor de admissão que está ligado ao carburador convencional. Este duto é direcionado para a vela de ignição, em uma posição logo acima da válvula de admissão, de forma a orientar mistura rica na direção da centelha da vela de ignição, como mostrado na Figura 3.2. Neste sistema, a introdução da mistura rica é feita junto à mistura pobre, pela válvula de admissão. A

mistura pobre preenche o restante da câmara de combustão, caracterizando a carga estratificada, GARRET (1996).

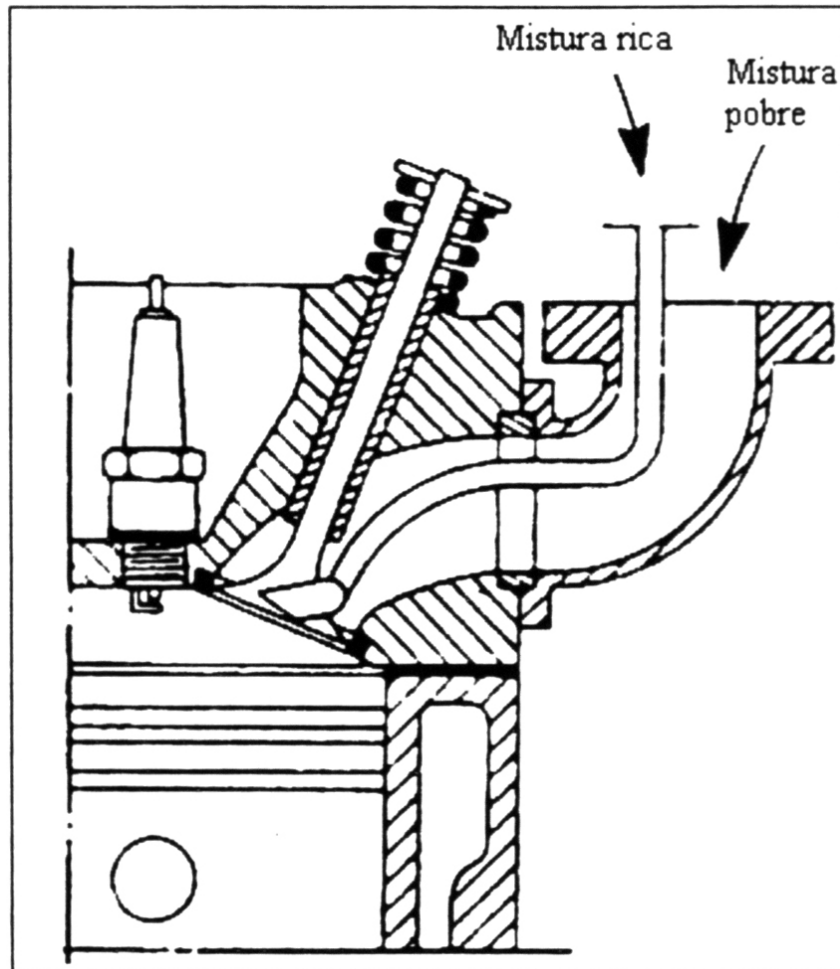


Figura 3.2 – Sistema Francês de Estratificação de Carga, GARRET (1996)

### 3.2.1.3. Estratificação da Mistura por Ignição por Lança-Chamas

A ignição por lança-chamas, também conhecida como *torch-ignition*, *jet-ignition* e *flame-jet-ignition*, entre outros nomes, existe desde a década de 70 em escala comercial, HEYWOOD (1988). Este sistema de ignição de combustível é caracterizado pela utilização de uma pré-câmara de combustão, fisicamente separada da câmara principal através de um ou mais orifícios de interligação, situada acima do pistão. A chama se inicia na pré-câmara de combustão, onde o aumento da pressão faz com que os gases em combustão sejam expelidos do volume da pré-câmara em direção à câmara principal. Ao passar pelos orifícios de interligação, a diferença de pressão faz com que os gases em combustão penetrem na câmara principal na forma de jatos de alta energia de combustão, provocando a combustão da mistura mais pobre ali localizada. Ao contrário

da vela de ignição, que inicia a combustão pontualmente, os jatos de chama possuem grande área superficial e alta turbulência, possibilitando a queima de misturas muito pobres ou diluídas por gases residuais, HEYWOOD (1988).

Em 1918, Harry R. Ricardo desenvolveu e patenteou o primeiro motor com sistema de ignição por lança-chamas, mostrado na Figura 3.3. A mistura rica é introduzida por uma terceira válvula, que recebe a mistura mais rica derivada de um sistema de alimentação auxiliar (carburador auxiliar). Ao entrar na pré-câmara, que possui uma vela de ignição, o centelhamento incendeia esta mistura rica e sua queima é direcionada para a câmara principal de combustão, previamente preenchida com mistura pobre oriunda do sistema convencional de alimentação, TURKISH (1975).

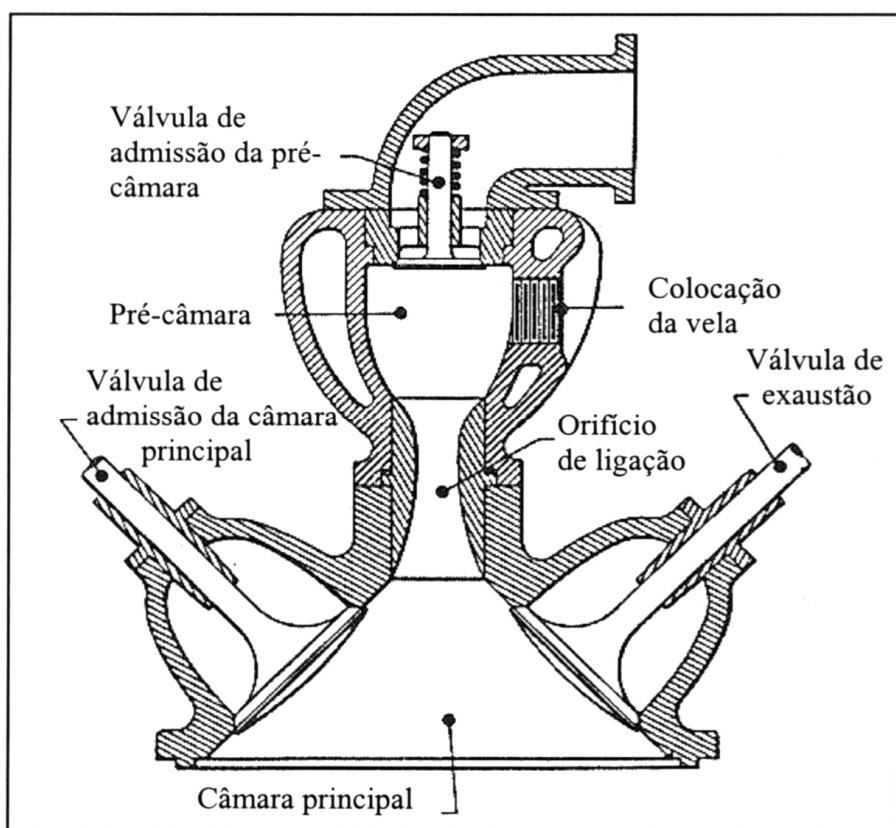


Figura 3.3 – Sistema de Ignição por lança-chamas de Harry R. Ricardo, TURKISH (1975)

O modelo proposto por Harry R. Ricardo foi o primeiro de muitos modelos que viriam a seguir. Em 1926, Summers propôs a utilização de dois carburadores e balancim para controle da válvula auxiliar. Em 1959, Heintz utilizou múltiplos orifícios entre as câmaras. Em 1963, L.A. Gussak patenteou o “LAG” (Ativação da combustão por Avalanche), obtendo significantes melhorias em relação aos seus predecessores. Na década de 70, a Honda desenvolveu o sistema CVCC (*Compound Vortex Controlled*



*Combustion*), que foi utilizado durante muitos anos em seus veículos, apresentando baixo consumo e reduzido índice de emissões. Neste sistema, a alimentação da pré-câmara é feita também através de um carburador auxiliar. O motor CVCC da Honda é considerado o mais significativo desenvolvimento dos motores de Ciclo Otto com este sistema de ignição, TURKISH (1975), GARRET (1996). Um corte esquemático e uma fotografia do corte do motor CVCC da Honda são mostrados nas Figuras 3.4 e 3.5. Este sistema foi testado em motores de outras fabricantes e analisados, proporcionando os resultados apresentados na Tabela 3.1, DATE (1974):

Tabela 3.1 – Resultados Obtidos com o Sistema CVCC da Honda, DATE (1974)

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

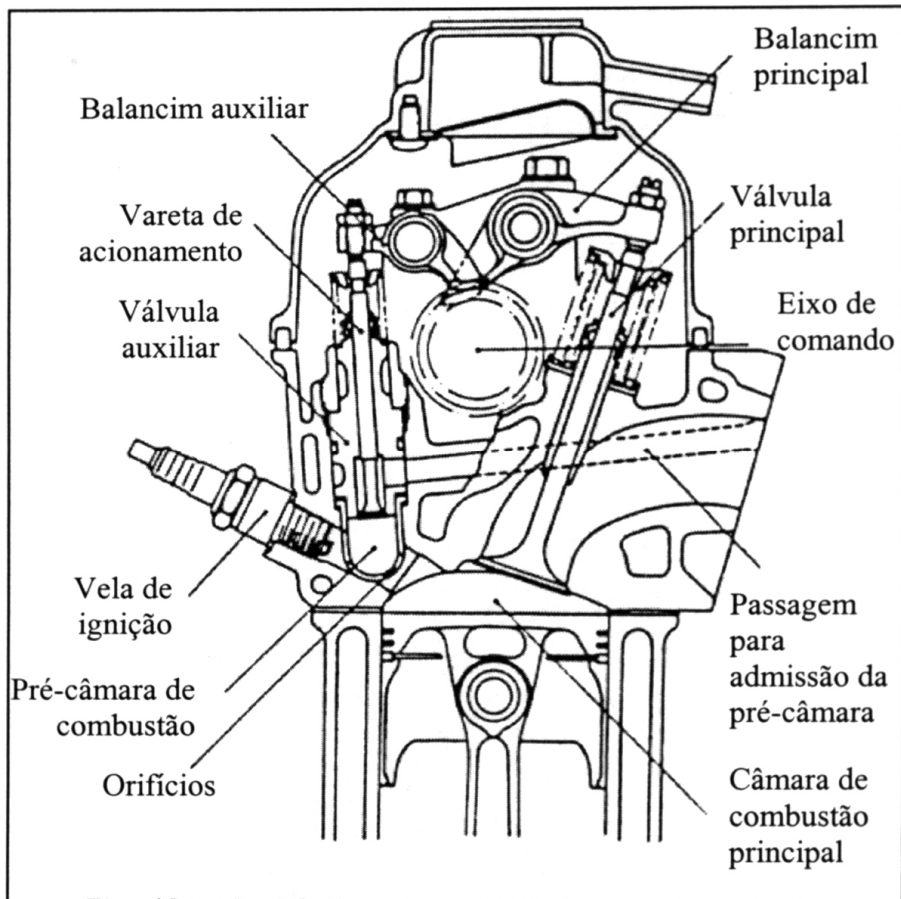


Figura 3.4 – Sistema CVCC da Honda – Corte Esquemático, TURKISH (1975)

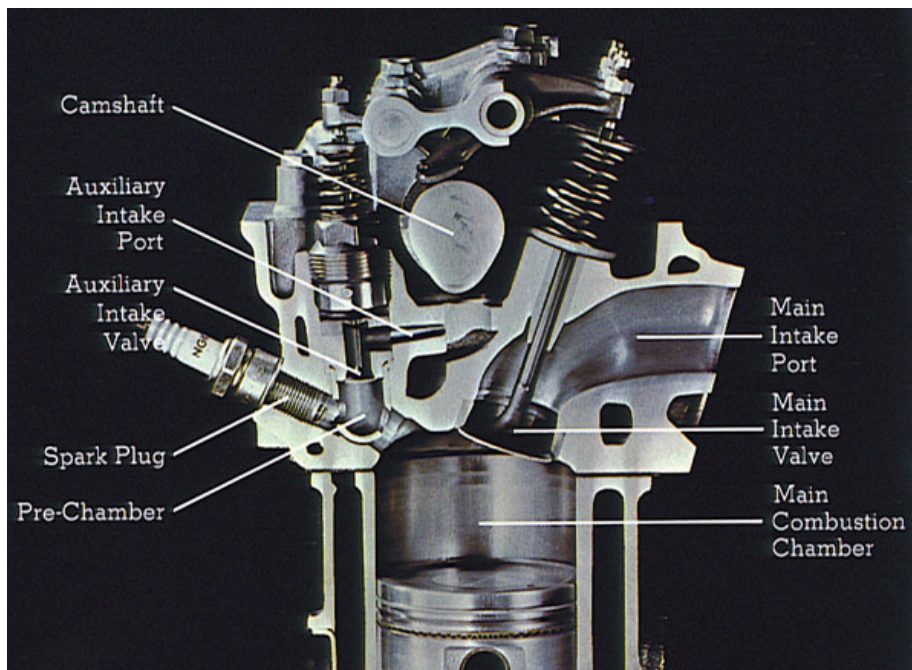


Figura 3.5 – Sistema CVCC da Honda – Corte real, HONDA MOTOR COMPANY (2006)

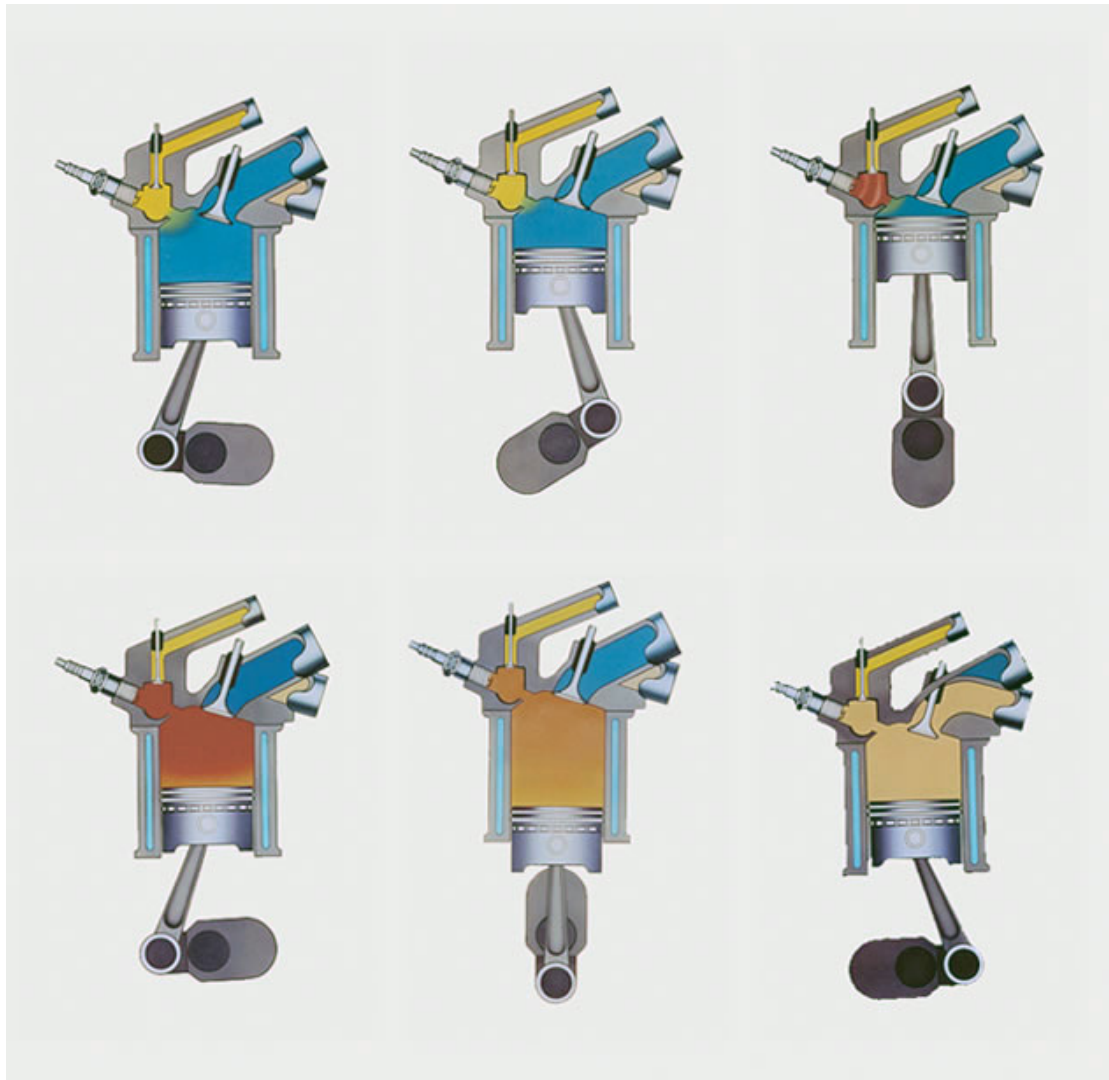


Figura 3.6 – Sistema CVCC da Honda – Fases do Ciclo do Motor, HONDA MOTOR COMPANY (2006)

NAKAZOKO (1994) descreve as transformações do ciclo de combustão do motor CVCC da Honda, dotado de pré-câmara de combustão, com auxílio da Figura 3.6:

- O volume da pré-câmara é preenchido com mistura rica através da válvula auxiliar, enquanto a câmara principal é preenchida com mistura pobre proveniente do coletor de admissão (ou ainda por injeção direta de combustível), durante a fase de admissão do motor;
- Na fase de compressão, a mistura é comprimida e parte da mistura pobre é injetada dentro da pré-câmara, empobrecendo ligeiramente a mistura rica ali contida, tornando-a facilmente incendiável pela vela;
- Após o centelhamento, 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;

- Na fase de descarga, uma parte dos gases remanescentes da combustão permanece no cilindro, e uma parcela deles fica contida na pré-câmara de combustão. Portanto, sempre haverá uma parcela de gases queimados dentro da pré-câmara de combustão.

Nos modelos de lança-chamas com carburador auxiliar e terceira válvula, a mistura rica é injetada na pré-câmara na fase de admissão, a baixa pressão.

A combustão com carga estratificada depende não somente da estratificação em si, mas do grau de estratificação no interior da câmara de combustão, ou seja, depende da proporção da variação da mistura ar/combustível no processo. DATE (1974) identificou cinco regiões distintas, para se obter uma estratificação da carga mais eficiente, como mostrado na Figura 3.7. O volume da câmara de combustão é preenchido por diferentes concentrações da mistura ar/combustível e a estratificação da carga conduz a frente de chama de modo singular, abrangendo todo o volume da câmara de combustão. As regiões A e B da Figura 3.7 representam as admissões da pré-câmara e da câmara de combustão, respectivamente. As regiões C, D e E representam as diferentes misturas, que levam em consideração as frações de gases remanescentes do ciclo anterior e as relações ar/combustível de cada região do sistema. Estas relações são dependentes da geometria do sistema, da rotação do motor e de aspectos construtivos do mesmo.

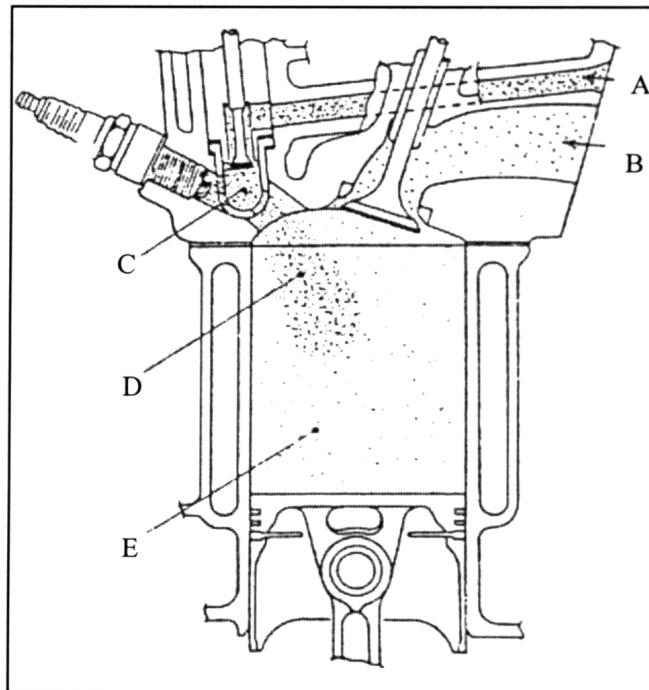


Figura 3.7 – Regiões de Estratificação de Mistura, DATE (1974)

É interessante observar que a mistura injetada na câmara de combustão será ligeiramente enriquecida pela mistura injetada na pré-câmara de combustão durante a fase de admissão. A mistura rica contida na pré-câmara, por sua vez, será ligeiramente empobrecida pela mistura da câmara principal, durante a fase de compressão. Ainda assim, a mistura na pré-câmara será mais rica que a mistura contida na câmara principal, e facilmente incendiável pela centelha da vela de ignição.

TURKISH, em 1975, chegou a ampliar os limites de operação do motor com o sistema de ignição por lança-chamas até a razão ar/combustível de 27:1 na câmara principal, enquanto que com o sistema convencional de ignição, este limite foi de 19:1.

WYCZALEK (1975) propôs a estratificação da carga através da utilização de injeção direta de combustível na pré-câmara de combustão. Assim, a mistura dentro da pré-câmara é formada pela mistura pobre proveniente da câmara principal enriquecida com a injeção de combustível. Este sistema apresenta a vantagem de minimizar o número de componentes mecânicos atuando no sistema, como carburadores, comandos de válvulas auxiliares e as próprias válvulas auxiliares, além de proporcionar um controle eletrônico da injeção de combustível.

No entanto, o desenvolvimento da injeção eletrônica pôs fim aos sistemas de ignição por lança-chamas nas décadas de 70 e 80, pois reduziu os elevados custos de produção e manutenção dos sistemas mecânicos, inclusive o próprio carburador principal, obtendo resultados iguais ou melhores do que os obtidos com a utilização de sistemas mecânicos de ignição por lança-chamas. Além da injeção eletrônica, a utilização de conversores catalíticos contribuiu para o abandono das pesquisas relativas à ignição por lança-chamas, GUTIERREZ (1995).

Na atualidade, os ganhos oriundos dos sistemas de injeção eletrônica sem injeção direta de combustível estão próximos da saturação, assim como a utilização de conversores catalíticos com misturas pobres. Surge, portanto, a necessidade de se explorar alternativas, dentre elas o sistema de ignição por lança-chamas. Existem vários trabalhos de pesquisa sobre a utilização de pré-câmaras de combustão, com motores próprios para pesquisa, como MURASE *et al* (1994), FUJIMOTO *et al* (1995) e DOBER e WATSON (2000), estes últimos utilizando injeção de hidrogênio na pré-câmara, entre outros. Outra vertente de pesquisa se baseia na modificação de motores diesel, para operar como motores do ciclo Otto, como LORUSSO (1984), DITIU (1998), FAVRAT e ROETHLISBERGER (2002a, 2002b, 2002c, 2002d) e MANIVANNAN (2003). Boa parte destes trabalhos utiliza o gás metano veicular como

combustível, pois a taxa de compressão destes motores é elevada para a utilização de gasolina ou álcool, mas são aceitáveis para o gás.

### 3.3. GERAÇÃO DE TURBULÊNCIA

Um dos princípios de funcionamento das pré-câmaras de combustão é a geração de turbulência dentro da câmara principal, através do jato de chama projetado do seu interior. Quando analisadas sob esse foco, existem pré-câmaras que trabalham com e sem alimentação auxiliar. Na Figura 3.8, pode-se visualizar uma pré-câmara que trabalha sem alimentação auxiliar, ou seja, trabalha com carga homogênea.

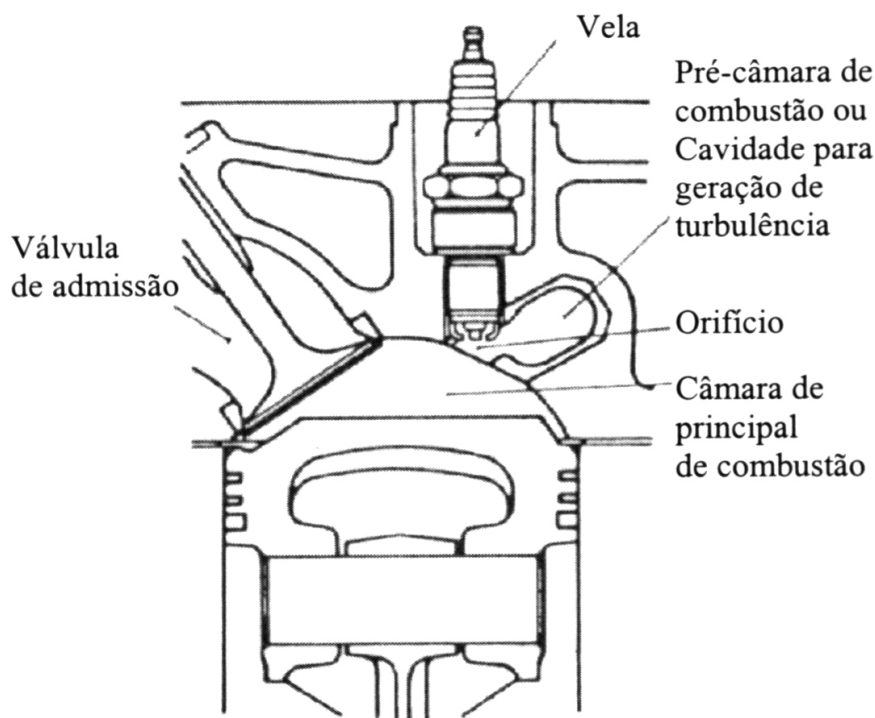


Figura 3.8 – Célula Geradora de Turbulência, HEYWOOD (1988)

Este modelo de pré-câmara, denominado célula de tocha (*torch cell*), é constituído de uma cavidade na câmara principal de combustão onde, durante a fase de compressão, é preenchida com a mistura proveniente da câmara principal. A centelha de ignição, localizada na entrada da pré-câmara, inicia a queima da mistura dentro da pré-câmara. É gerado um aumento de pressão e, conseqüentemente, um turbilhão localizado que devido ao aumento de pressão, é expelido de volta à câmara principal, gerando uma frente de chama em direção ao restante da mistura, aumentando a turbulência dentro da câmara principal. Este processo de queima favorece a redução de emissões de gases poluentes e proporciona ganhos de desempenho, HEYWOOD (1988).

A geração da turbulência na pré-câmara resulta em jatos de chama que possuem grande área superficial, possibilitando a queima de misturas pobres, mesmo sem a estratificação da mistura. A função desta pré-câmara é somente gerar maior turbulência na câmara principal, após o centelhamento. Os volumes destas pré-câmaras são da ordem de 1 a 20 % do volume da câmara principal. Apesar de suas vantagens, este sistema apresenta problemas crônicos, que são a “lavagem” da pré-câmara de combustão e o superaquecimento da mesma. Estes problemas podem ser consideravelmente reduzidos com a utilização de um sistema auxiliar de injeção de combustível na pré-câmara, LATSCH (1984), HEYWOOD (1988).

### 3.3.1. Principais Parâmetros da Pré-Câmara de Combustão

Nesta seção, apresentam-se alguns fatores que influenciam no desempenho da pré-câmara de combustão. A maior parte destes fatores são comuns aos sistemas com e sem alimentação auxiliar na pré-câmara.

#### 3.3.1.1. Volume da Pré-Câmara

O volume da pré-câmara de combustão é um importante parâmetro a ser determinado, pois influencia diretamente na turbulência gerada, assim como no tempo de combustão, nos picos de pressão e na temperatura, TURKISH (1975). Vários estudos procuraram relacionar o volume da pré-câmara com o volume da câmara principal, sendo a maioria de forma experimental, DATE (1974).

A relação entre os volumes se dá pelo volume da pré-câmara pelo volume total:

$$r_v = \frac{V_{pc}}{V_{pc} + V_{cp}} = \frac{V_{pc}}{V_t} \quad 3.1$$

Onde:

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

$V_{pc}$  = volume da pré-câmara [cm<sup>3</sup>];

$V_{cp}$  = volume da câmara principal [cm<sup>3</sup>];

$V_t$  = volume total [cm<sup>3</sup>]

Valores entre 1,1 e 37 % foram testados, mas foi constatado que valores intermediários apresentam bons resultados. O sistema CVCC da Honda obteve os melhores resultados

utilizando uma razão da ordem de 7,3 %. Esta relação de volumes influencia na quantidade de combustível a ser injetada na pré-câmara. Assim, o volume da pré-câmara está relacionado com o consumo de combustível, assim como com os índices de emissões, DATE (1974).

NAKAZOMO *et al.* (1994) cita que pré-câmaras com volumes muito pequenos não possuem chama suficiente para queimar a mistura da câmara principal, podendo ocorrer queima incompleta, gerando altos índices de emissões de HC e CO, aumento do consumo específico e variações cíclicas. Por outro lado, volumes maiores tendem a aumentar a emissão de NO<sub>x</sub>, causada pelo aumento de pressão e temperatura excessivos no interior do cilindro, devido à alta energia liberada pela chama. Maiores volumes de pré-câmara levam a maior injeção de combustível na pré-câmara, aumentando o consumo específico de combustível.

Em pré-câmaras de maior volume, o tempo de combustão é reduzido, e a combustão é mais estável. Isso ocorre devido ao fato da energia dos jatos provenientes da pré-câmara ser maior, graças à maior concentração de mistura rica na pré-câmara, aumentando a taxa de calor liberado, ZUO (1998).

GUSSAK (1975) concluiu em seus estudos que volumes intermediários são necessários para garantir boa estabilidade de combustão, diminuição de emissões e de consumo de combustível. Pré-câmaras pequenas são desejáveis, porém insuficientes para gerar energia em quantidade visando alcançar uma elevada velocidade de propagação da chama na câmara principal.

### **3.3.1.2. Geometria da Pré-Câmara**

Como citado anteriormente, é desejável a menor relação área/volume da câmara de combustão. Por esse motivo, as câmaras hemisféricas são amplamente desenvolvidas e aperfeiçoadas nos motores do Ciclo Diesel, HEYWOOD (1988).

As primeiras pré-câmaras utilizadas para o Ciclo Otto são adaptações de pré-câmaras de motores Diesel, com formato esférico. Estas possibilitam uma maior concentração da combustão em seu interior, o que diverge das características dos sistemas de ignição por lança-chamas, TURKISH (1975).

WOLFF (1997) realizou experimentos com algumas geometrias de pré-câmaras de combustão e comparou seus desempenhos. As geometrias estudadas foram as cilíndricas



e as cônicas. Concluiu-se que as pré-câmaras de formato cilíndrico eram melhores, pois tendem a formar misturas mais homogêneas em seu interior, devido à grande formação de vórtices. A pré-câmara de geometria cônica apresentou flutuações entre os ciclos, pois tende a dificultar a formação da mistura. A Figura 3.9 apresenta os dois formatos de pré-câmara descritos

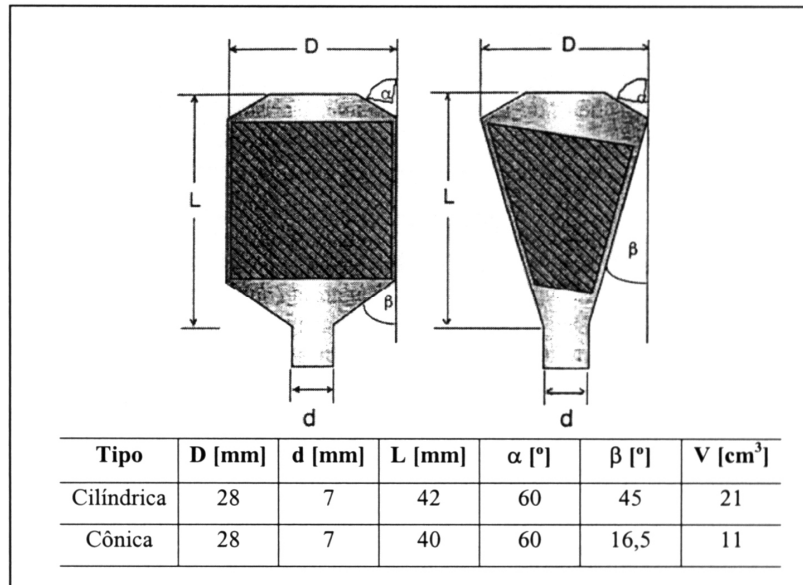


Figura 3.9 – Geometrias de Pré-Câmara, WOLFF (1997)

LORUSSO (1984) cita que misturas extremamente ricas ou pobres, fora do limite de ignição, levam a problemas na ignição e a uma redução da velocidade de propagação da chama. Por outro lado, a existência de gradientes de densidade da mistura dentro do limite de ignição provoca uma abrupta interrupção do processo químico, que leva à extinção da chama e, conseqüentemente, a um aumento da emissão de hidrocarbonetos. Estes dois efeitos influenciam na estabilidade e velocidade da combustão. Na pré-câmara cilíndrica, uma quantidade pequena de mistura encontra-se fora do limite de ignição, mas na pré-câmara cônica, esta quantidade é significativa, WOLFF (1997).

### 3.3.1.3. Posição da Pré-Câmara

A posição da pré-câmara em relação à face do pistão é outro fator a ser considerado. A geometria da câmara de combustão e a configuração das válvulas também influenciam no desempenho da pré-câmara. RYU (1987) estudou várias configurações de pré-câmara, para um determinado volume de pré-câmara, variando o ângulo da mesma em relação à face do pistão, e chegou aos seguintes resultados:

- A posição vertical favorece a queima mais rápida da mistura, devido à maior formação de turbulência causada pela colisão da tocha proveniente da pré-câmara com a face do pistão. A combustão se dá de maneira mais uniforme do que nas outras configurações.
- Para ângulos de  $180^\circ$  (paralelos à face do pistão), a geração de vórtices dentro da câmara principal é menor, gerando menor turbulência. A vela de ignição se encontra mais distante da câmara principal. É necessária a utilização de maiores avanços de ignição.

A Figura 3.10 mostra as várias posições da pré-câmara analisadas por RYU (1978).

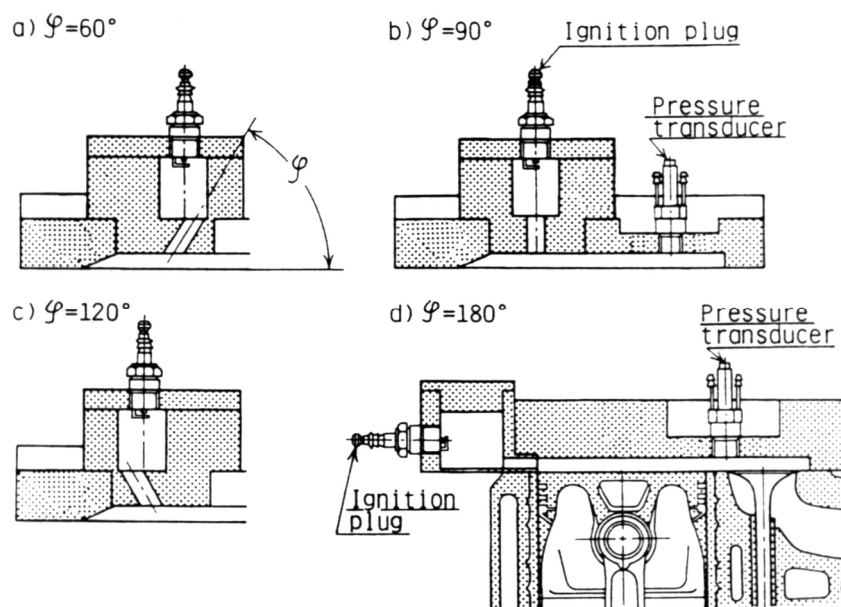


Figura 3.10 – Posições da Pré-câmara, RYU (1987)

Apesar da obtenção de bons resultados com a posição vertical da pré-câmara, esta configuração favorece altas temperaturas de trabalho e altos picos de pressão. Tais aumentos se dão em curtos períodos de tempo, aumentando as emissões de  $\text{NO}_x$ . Torna-se, então, necessária a utilização de ângulos intermediários, a fim de minimizar a formação de  $\text{NO}_x$  e não afetar a formação de vórtices geradores de turbulência, SAKURAUCHI (1987). A utilização de menores volumes de pré-câmaras reduziria a força da frente de chama, reduzindo a formação de  $\text{NO}_x$ .

A posição da pré-câmara em relação às válvulas de admissão e descarga exerce um papel importante. Quando direcionadas para a válvula de exaustão, obtêm-se menores índices de emissões de HC e  $\text{NO}_x$ , além de menores pressões. Quando direcionada para o centro da câmara, obtêm-se maiores pressões no interior do cilindro. O

direcionamento para as válvulas de descarga favorece a limpeza da câmara principal, aproveitando o efeito inercial dos gases. Conseqüentemente, há diminuição da diluição da mistura fresca pelos gases remanescentes, diminuindo também as flutuações entre os ciclos do motor. As direções dos jatos de chama são mostradas na Figura 3.11, a partir de uma analogia com os ponteiros de um relógio, ADAMS (1979).

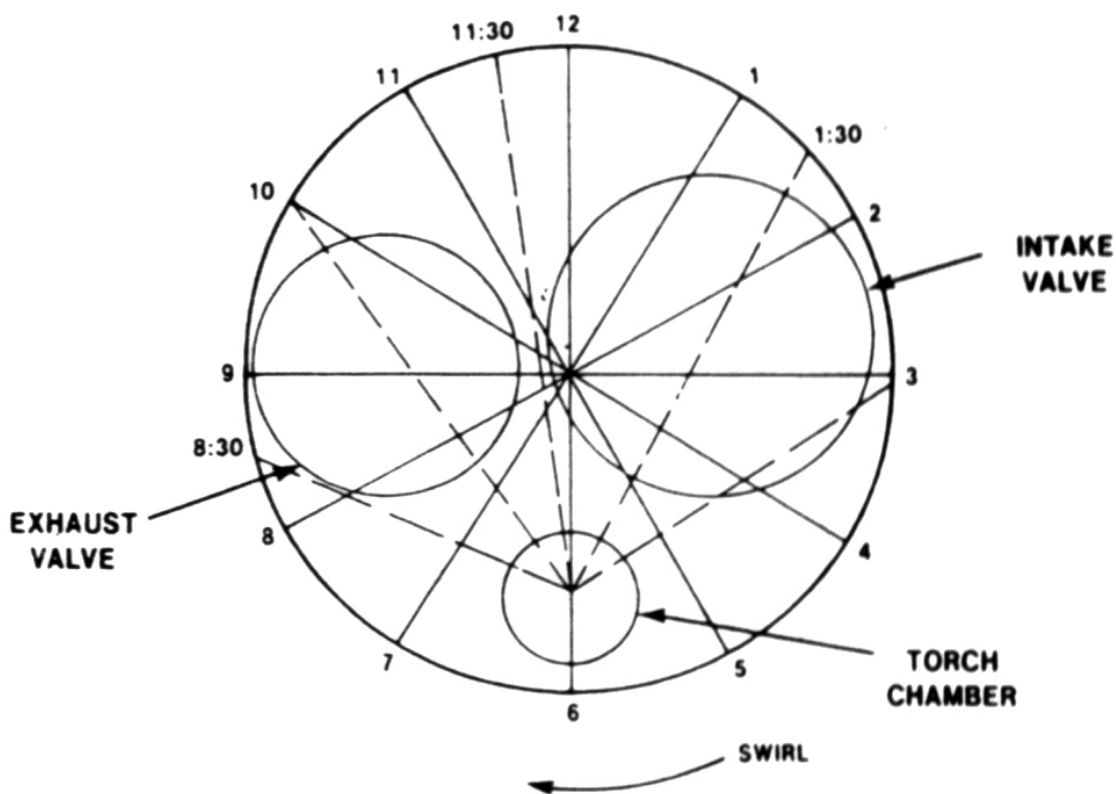


Figura 3.11 – Direção dos Jatos de Chama, ADAMS (1979)

### 3.3.2. Configuração dos Orifícios

A pré-câmara é separada da câmara principal de combustão através de um ou mais orifícios de interligação. Diâmetro, número e configuração destes orifícios determinam grande parte do processo de combustão dentro da câmara principal, assim como o enchimento da pré-câmara na fase de compressão, para a entrada de ar dentro da mesma, SÁ (2001).

O diâmetro dos orifícios influencia na intensidade da turbulência, de acordo com experimentos realizados descritos na literatura. Há uma grande formação de turbulência na passagem do fluxo pelos orifícios, FAVRAT (2002c).

É importante observar que o diâmetro dos orifícios deve permitir a passagem da chama sem provocar sua extinção. Existe um diâmetro crítico, que é o menor diâmetro permitido, considerando a pressão e a relação ar/combustível, ADAMS (1978).

Existem configurações com apenas um orifício ou passagem para ligar a pré-câmara de combustão com a câmara principal. O objetivo destas pré-câmaras é aumentar a geração de turbulência e proporcionar uma melhor lavagem da pré-câmara, HEYWOOD (1988).

Segundo KATAOAKA (1982), menores orifícios geram maiores pressões e taxas de propagação da chama, além de maiores picos de pressão. Um maior número de orifícios reduz as variações cíclicas, emissões de HC e CO, e consumo específico. HEYWOOD (1978) complementa essa tendência, concluindo que orifícios maiores geram oscilações nos ciclos, e aumentam a emissão de  $\text{NO}_x$ .

ROBINET *et al* (1999) analisaram a utilização de orifícios com diâmetros menores do que 1mm, no sistema APIR (mostrado nas Figuras 3.12 e 3.13). Apesar de trabalhar com diâmetros pequenos, o número de orifícios é grande, chegando a dez por interface de comunicação entre a pré-câmara e a câmara principal, daqui por diante citada como *nozzle*. Assim, os jatos de chama são distribuídos de forma mais homogênea na câmara de combustão, com alta velocidade, melhorando o processo de combustão. Outra característica deste sistema é que os orifícios pequenos reduzem o retrocesso da chama para dentro da pré-câmara, que ocorre quando a pressão dentro da câmara principal se torna maior do que a da pré-câmara, durante a combustão na câmara principal. O sistema apresentou boa estabilidade e aumentou o limite de detonação. A desvantagem deste sistema é a emissão de HC, que apresentou um aumento de até 145 % em relação ao sistema convencional de ignição. Outro problema de orifícios pequenos é a difícil partida do motor. Este conceito foi testado somente para um regime de 2000 rpm.

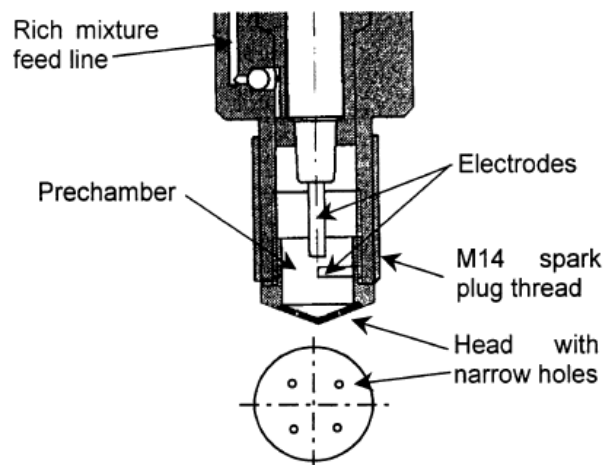


Figura 3.12 – Sistema APIR, ROBINET et al (1999)

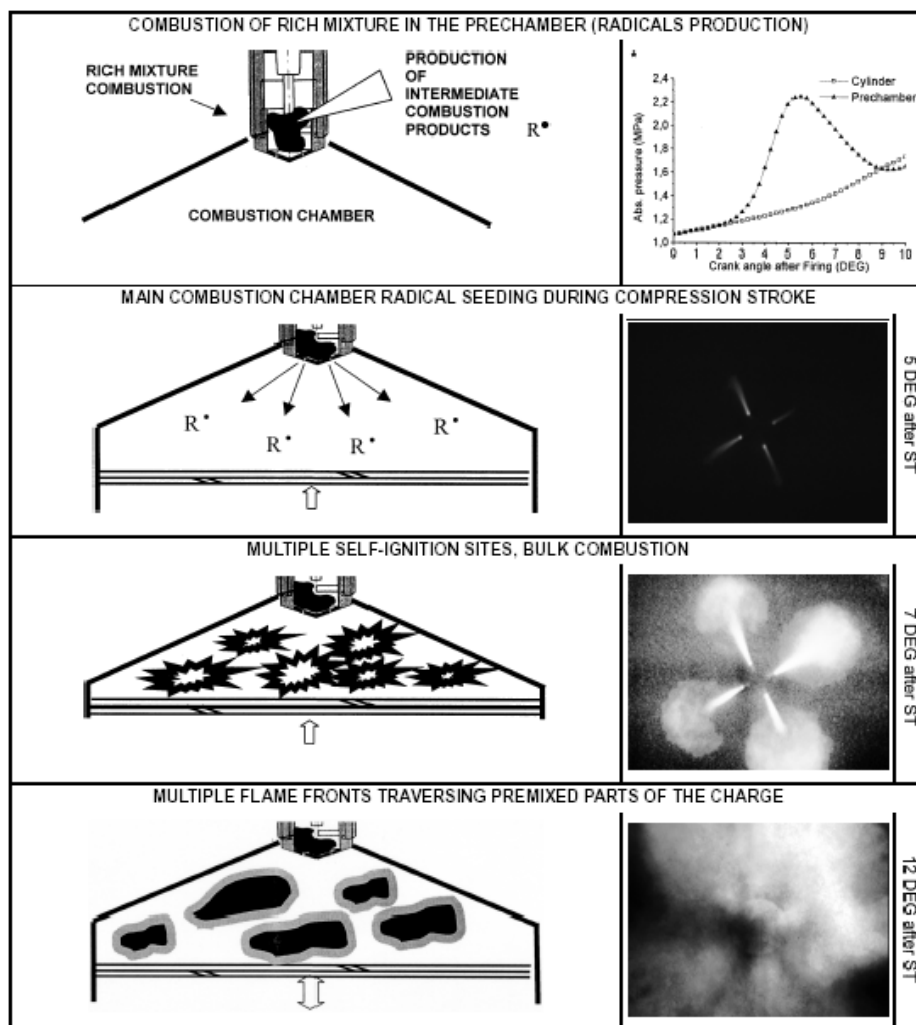


Figura 3.13 – Fases de Operação do Sistema APIR, ROBINET et al (1999)

DATE (1974) cita que é mais importante trabalhar a configuração e diâmetro dos orifícios do que trabalhar o volume da pré-câmara, no intuito de aperfeiçoar a pré-câmara.

A quantidade de orifícios não influencia tanto quanto o diâmetro dos mesmos. Porém, nota-se um aumento da eficiência térmica do motor e, conseqüentemente, redução do consumo de combustível do mesmo, utilizando um maior número de orifícios, principalmente ao se trabalhar com misturas extremamente pobres, com relações ar/combustível em torno de 23:1. Esta diferença se dá pela variação da área efetiva total na qual se dá o fluxo de chama pelo *nozzle*. Esta variação da área proporciona uma variação das pressões envolvidas no processo. Três configurações foram estudadas por MAVINAHALLY (1994), mostradas na Figura 3.14:

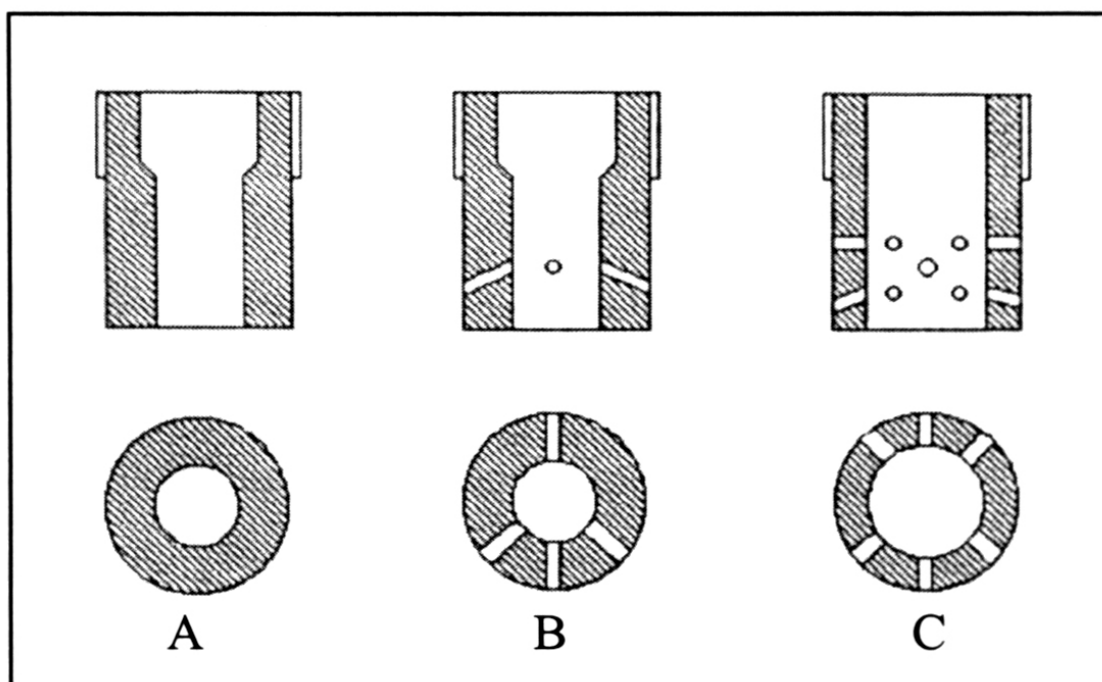


Figura 3.14 – Disposições de Orifícios, MAVINAHALLY (1994)

Na configuração A, existe somente um orifício grande,  $d_o = 6$  mm. As configurações B e C possuem, além do orifício da configuração A, orifícios intercalados de 2 e 3 milímetros. Na configuração C, no entanto, o diâmetro do orifício na base do *nozzle* foi aumentado para 8 mm. Na configuração B são 4 orifícios e na C são 12 orifícios além do orifício da base.

As configurações B e C apresentaram bons resultados em relação à faixa de operação com misturas pobres, confirmando a ampliação da faixa de trabalho proposta pelo sistema de ignição por lança-chamas.

A disposição dos orifícios estudada por REINHARD LATSCHE (1984) apresenta uma particularidade interessante. Como mostrado na Figura 3.15, os orifícios, ao contrário dos trabalhos anteriores, estão dispostos tangencialmente ao redor do *nozzle*, formando um turbilhão dentro da pré-câmara quando esta se enche durante a compressão do motor. Um orifício central, no eixo do *nozzle*, faz com que o fluxo do turbilhão se mova em direção ao topo da pré-câmara. No momento da queima, esta disposição de orifícios faz com que os jatos de chama adentrem a câmara principal formando um grande redemoinho e, conseqüentemente, criem uma grande turbulência. Os resultados obtidos para esta configuração são bons, considerando que o experimento foi feito em uma pré-câmara de turbulência, sem injeção auxiliar de combustível. O sistema é montado na própria vela de ignição, com uma geometria alterada para reter os gases remanescentes

do ciclo anterior na parte superior da pré-câmara, enquanto a centelha se dá na parte inferior desta.

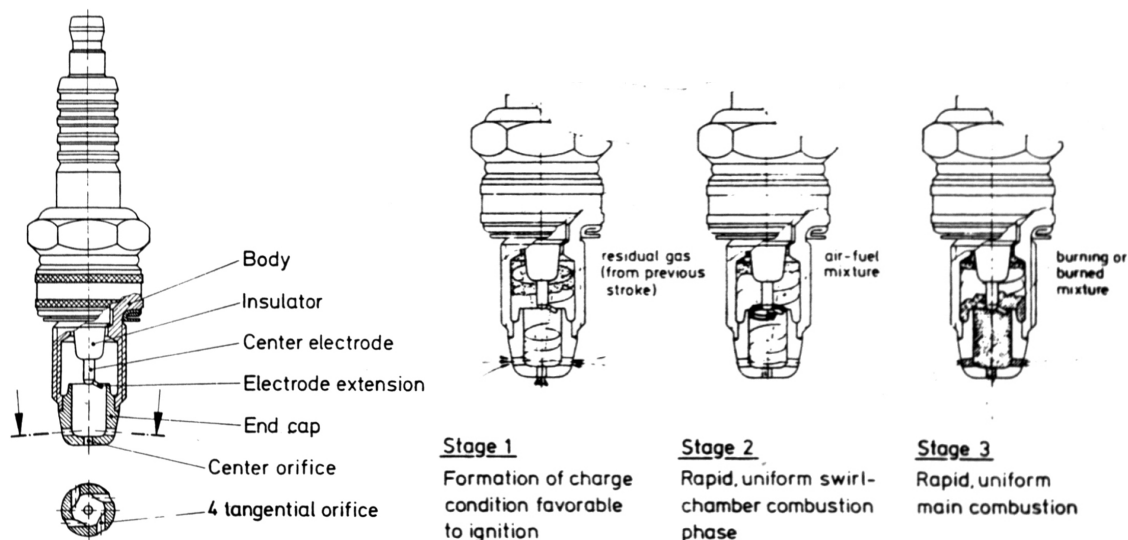


Figura 3.15 – Vela de Ignição com Pré-câmara da BOSCH, LATSCH (1984)

### 3.3.3. Posição da Vela de Ignição

O posicionamento da vela de ignição dentro da pré-câmara foi estudado por MAVINAHALLY (1994), que conclui que a mesma não pode ficar muito afastada dos orifícios de interligação com a câmara principal. Esta configuração proporciona um maior acúmulo de gases remanescentes, provocando variações cíclicas, podendo até mesmo apresentar um desempenho pior do que o sistema convencional de ignição.

MAVINAHALLY também cita que a posição da vela influencia significativamente na eficiência térmica. Maiores distâncias dos orifícios são prejudicados por maiores avanços de ignição. A posição mais próxima dos orifícios leva a um centelhamento em uma região de maior turbulência, e requer avanços de ignição menores. É importante observar que a pré-câmara também está sujeita ao fenômeno de auto-ignição.

KATAOKA (1982) também estudou o posicionamento da vela de ignição e chegou ao seguinte resultado: a posição da vela mais próxima dos orifícios gera menores pressões e taxas de liberação de calor mais uniformes, pois os jatos de chama se propagam tanto em direção à câmara principal quanto ao interior da pré-câmara. Isso diminui o choque da frente de chama com a face do pistão, conseqüentemente reduzindo a formação de  $\text{NO}_x$ , ao contrário dos posicionamentos mais afastados.

### 3.4. CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS SISTEMAS DE IGNIÇÃO POR LANÇA-CHAMAS

Os sistemas de ignição por lança-chamas representam um dos grandes avanços da engenharia automotiva. Na década de 70, foi uma das melhores soluções encontradas para atender às normas de controle de emissões da época. Até então, os veículos que atendiam as normas apresentavam uma eficiência térmica muito baixa. Sendo assim, o sistema de ignição por lança-chamas se tornou uma importante alternativa, sendo descartada posteriormente graças ao aperfeiçoamento da injeção eletrônica e dos conversores catalíticos, GUTIERREZ (1995).

Mesmo com as pesquisas em sistemas de injeção eletrônica e conversores catalíticos, o sistema de ignição por lança-chamas foi pesquisado durante as décadas de 70, 80 e 90 com bons resultados, em motores a gasolina e a gás natural, a partir de adaptações de motores Diesel, 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).

A literatura apresenta uma vasta gama de resultados obtidos com pesquisas do sistema. Os resultados obtidos são referentes a desempenho, temperaturas, pressões e taxas de liberação de calor. No entanto, normalmente os dados sobre emissões e consumo específico são os mais utilizados, pois cada motor pesquisado apresenta uma configuração diferente, e cada trabalho uma metodologia diferenciada. Dentre os dados obtidos, podemos citar valores médios dos experimentos realizados, SÁ (2001):

- Redução de 87 % das emissões de HC;
- Redução de 69 % das emissões de NO<sub>x</sub>;
- Redução de 75 % das emissões de CO;
- Aumento da eficiência térmica da ordem de 4 %;
- Redução do consumo específico em torno de 9 %;
- Extensão do limite de operação da razão ar/combustível de aproximadamente 53 % (23:1 para gasolina).

Estes dados são comparados com o sistema convencional de ignição.



Pela literatura, é conhecido também que o excesso de gases remanescentes na pré-câmara de combustão pode causar variações cíclicas, causando certa instabilidade no motor. Assim, a pré-câmara deve promover uma boa varredura dos gases remanescentes, seja através de geometria ou com o auxílio de injeção de combustível auxiliar.

Outro problema possível é o superaquecimento da pré-câmara, que ocorre normalmente em pré-câmaras sem alimentação auxiliar. Nos sistemas com alimentação auxiliar, o próprio combustível ajuda a prevenir este efeito, HEYWOOD (1988), LATSCH (1984). Os antigos sistemas de alimentação auxiliar eram muito caros e de difícil manutenção (carburadores auxiliares, comando de válvulas a mais, entre outros componentes mecânicos), inviabilizando economicamente a adaptação do sistema de ignição por lança-chamas. Atualmente, o sistema de alimentação auxiliar fica reduzido a somente um eletroinjeter comandado eletronicamente, WYCZALEK (1975).

Em suma, o sistema de ignição por lança-chamas tende a reduzir emissões e consumo específico, e aumentar o limite de operação para misturas pobres do motor, além de aumentar a eficiência térmica do motor. Deve ser observado, no entanto, as características construtivas da pré-câmara, que influenciam em seu desempenho.

## CAPÍTULO 4 – METODOLOGIA

Neste capítulo são descritas as etapas e os procedimentos experimentais a serem realizados neste trabalho, entre eles a escolha do motor, elaboração do projeto da pré-câmara de combustão, adaptação do sistema de ignição por lança-chamas ao cabeçote do motor, preparação do motor, calibração e ajuste da central eletrônica e dos parâmetros de operação do motor, ensaios dinamométricos e coleta de dados experimentais.

### 4.1. ESCOLHA DO MOTOR

A escolha do motor envolve aspectos construtivos e operacionais. Ele deve possibilitar fácil acesso ao cabeçote, mais especificamente às velas de ignição, onde serão implantadas as pré-câmaras de combustão. Sua geometria deve permitir a refrigeração do sistema de ignição por lança-chamas, através de sistema montado sobre o bloco ou sobre o cabeçote, independente do circuito de arrefecimento do motor. É desejável que o motor seja robusto o suficiente para as fases de calibração do sistema, a fim de evitar danos ao mesmo durante testes mais agressivos ao motor, como avanço de ignição elevado, por exemplo. É desejável também que o motor seja flexível, ou seja, possibilite trabalhar com álcool, gasolina ou qualquer mistura de ambos, a fim de reduzir as adaptações a serem realizadas no mesmo para que este possa operar com vários combustíveis, além de possuir uma razão volumétrica de compressão maior do que os motores a gasolina.

A junção destas características indicou como mais apropriado o motor FIAT POWERTRAIN 1.8 dm<sup>3</sup> GIII, Flex, 8 válvulas, de 4 cilindros em linha.

A Figura 4.1 mostra as sedes das velas de ignição do motor FIAT POWERTRAIN 1.8, nas quais são implementadas as pré-câmaras de ignição do novo sistema.

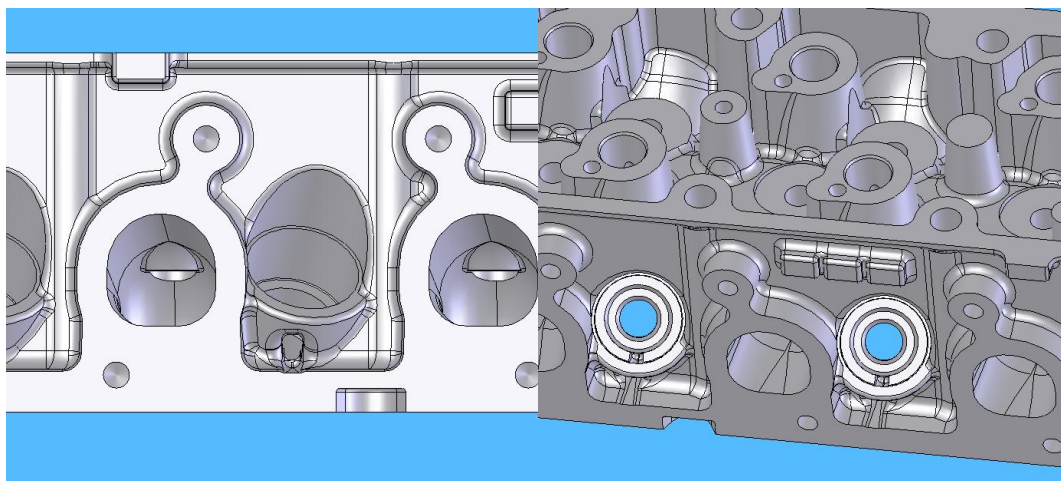


Figura 4.1 – Sede da Vela de Ignição ao lado do Coletor de Descarga do motor FIAT POWERTRAIN 1.8

A Tabela 4.1 apresenta as principais características do motor.

Tabela 4.1 – Parâmetros do Motor FIAT POWERTRAIN 1.8

Ciclo/Tempos	Otto / 4
Aspiração	Natural
Nº de Cilindros	4 em linha
Diâmetro do Cilindro (mm)	80,5
Curso do Cilindro (mm)	88,2
Comprimento da Biela (mm)	130
Cilindrada Total/Unitária (cm <sup>3</sup> )	1796/449
Razão Volumétrica de Compressão	10,5+/-0,3 :1
Potência ABNT (cv/kW) (gasolina)	112,0/82,4 a 5600 rpm
Potência ABNT (cv/kW) (álcool)	114,0/83,9 a 5600 rpm
Torque ABNT (kgm/Nm)	17,8/174,6 (gasolina) a 2800 rpm 18,5/181,5 (álcool) a 2800 rpm
Marcha Lenta (rpm)	800 +/- 50
Volume da Câmara de Combustão (cm <sup>3</sup> ) (somente do cabeçote)	33,3+/-0,5
Diâmetro da Base da Válvula de Admissão (mm)	37,82 a 38,18
Ângulo da Válvula de Admissão	92°

Diâmetro da Base da Válvula de Escape (mm)	30,85 a 31,15
Ângulo da Válvula de Escape	92°
Ângulo da Vela de Ignição	45,15°
Início da Admissão	16° APMS
Término da Admissão	88° DPMI
Início do Escape	80° APMI
Término do Escape	26° DPMS
N ° de Dentes da Correia Dentada	111
Elevação do Came de Admissão (mm) (Levantamento da Válvula de Admissão)	6,12
Elevação do Came de Escape (mm) (Levantamento da Válvula de Escape)	6,12
Tipo de Tuchos	Tuchos Hidráulicos
Altura do Came + Base de Admissão (mm)	32,12
Altura do Came + Base de Escape (mm)	32,12
Injeção de Combustível	DELPHI HSF1-2.3
Bomba de Combustível	Elétrica
Filtro de Ar	A seco
Dispositivo Anti-Poluição	Conversor Catalítico, Sistema de Controle de Emissões Evaporativas e Recirculação de Gases do Câter
Pressão da Linha de Combustível (bar)	3,5
Teor de CO em Marcha Lenta (Medido antes do Conversor Catalítico)	< 0,5%
N° de Válvulas por Cilindro	2
Eixo de Comando de Válvulas	1
Acionamento da Distribuição	Correia Dentada
Sistema de Lubrificação	Forçada com Bomba de Engrenagens
Filtro de Óleo	De Vazão Total
Pressão de Lubrificação (Temperatura de 100°C)	> 2,0 bar em Marcha Lenta > 4,0 bar a 4000 rpm

Sistema de Arrefecimento	Com bomba Centrífuga no Bloco do Motor (Full Flux)
Vaso de Expansão	Separado do Radiador
Temperatura de Abertura da Válvula Termostática (°C)	92+/-2
Termostato	WAHLER
Tipo de Refrigeração	Forçada
Pressão de Trabalho do Líquido Refrigerante (bar)	1,3 a 1,7
Temperatura para Acionamento do Eletroventilador do Motor (1 velocidade)	
Liga (°C)	92+/-2
Desliga (°C)	87+/-2

#### **4.2. PROJETO, CONSTRUÇÃO E ADAPTAÇÃO DA PRÉ-CÂMARA DE COMBUSTÃO NO MOTOR**

As geometrias das pré-câmaras de combustão foram definidas de acordo com a literatura e com a geometria do cabeçote do motor escolhido. Embora várias pré-câmaras tenham sido projetadas para funcionar com mistura estratificada, ou seja com injeção na câmara principal e na pré-câmara, o sistema de ignição por lanças-chamas a ser estudado neste trabalho envolve apenas uma geometria de pré-câmara com mistura homogênea nos 4 cilindros, ou seja sem injeção direta.

Através de dados obtidos na literatura, sabe-se que o volume da pré-câmara pode variar entre 1,1 e 37 % do volume total da câmara de combustão (volume da pré-câmara somado ao volume da câmara principal). De acordo com DATE (1974), a melhor relação entre os volumes da pré-câmara e a câmara principal é da ordem de 7,3 %, sendo esta a razão utilizada no motor Honda CVCC. Os volumes próximos desta razão são estudados, de forma a avaliar qual a melhor relação para o motor FIAT POWERTRAIN 1.8 dm<sup>3</sup> GIII. Sendo assim, adotou-se uma metodologia onde se pode variar o volume da pré-câmara de combustão, através de um anel extensor. O volume tem uma variação entre 6 e 8 % do volume total da câmara de combustão.

O corpo da pré-câmara é basicamente cilíndrico, com a vela de ignição e o injetor de combustível alojados na parte superior da mesma. São estudadas três geometrias de *orifícios* da pré-câmara. A pré-câmara de combustão é fixada na rosca original da vela de ignição, com o intuito de reduzir as modificações no cabeçote original do motor. A Figura 4.2 mostra a geometria da pré-câmara de combustão inicialmente projetada para atuar com carga estratificada através da injeção direta de combustível na pré-câmara.

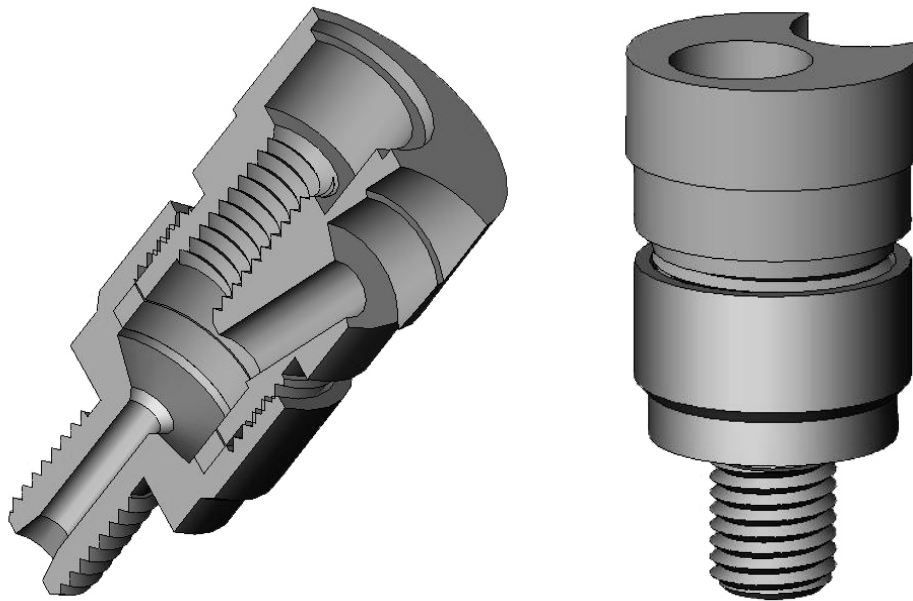


Figura 4.2 – Pré-câmara de Combustão projetada para Estratificação de Mistura

#### 4.3. DETERMINAÇÃO DO DIÂMETRO DOS ORIFÍCIOS

MAVINAHALLY (1994) cita que a quantidade de orifícios na interface da pré-câmara com a câmara principal não é tão importante quanto o diâmetro dos mesmos. No entanto, como citado anteriormente, nota-se um aumento da eficiência térmica do motor quando se utiliza um maior número de orifícios, o que traz benefícios ao consumo de combustível.

Segundo ADAMS (1978), os orifícios de interconexão entre a pré-câmara e a câmara principal precisam de um diâmetro mínimo, para que a chama não se apague ao passar pelo interior do mesmo. Existe uma correlação entre o tempo característico de turbulência ( $T_t$ ) e o tempo característico de combustão ( $T_c$ ), na qual o tempo característico de turbulência tem que ser igual ou maior do que o tempo característico de

combustão, para que a chama não se apague ao passar pelos orifícios da pré-câmara. Ou seja:

$$T_t \geq T_c \quad 4.1$$

O tempo característico de turbulência é dado pela razão entre o valor médio da escala de turbulência,  $l$  e a intensidade de turbulência,  $u$ .

$$T_t = \frac{l}{u} \quad 4.2$$

O tempo característico de turbulência, quando o fluxo passa por um orifício é dado por:

$$T_t = k \cdot \frac{d_o}{v_o} \quad 4.3$$

Onde:

$k$  = constante que varia entre 1 e 2, dependendo das condições de fluxo em torno do jato

$d_o$  = diâmetro do orifício

$v_o$  = velocidade do fluxo pelo orifício

Uma onda de combustão passando por uma mistura combustível é caracterizada pela velocidade de propagação,  $v$ , e pela espessura da frente de chama,  $\delta$ . O tempo característico de combustão é dado pela relação entre a espessura da frente de chama e a velocidade de propagação da chama:

$$T_c = \frac{\delta}{v} \quad 4.4$$

Onde:

$\delta$  = espessura de frente de chama

$v$  = velocidade de propagação da chama

Assim, substituindo os termos na Equação 4.1, tem-se:

$$\frac{k \cdot d_o}{v_o} \geq \frac{\delta}{v} \quad 4.5$$

Isolando o termo do diâmetro do orifício, tem-se então:

$$d_o \geq \frac{\delta \cdot v_o}{2v} \quad 4.6$$

Para determinar o diâmetro é necessário resolver a Equação 4.6. Os parâmetros presentes nesta Equação são estudados a seguir.

a) Espessura da frente de chama ( $\delta$ ):

A espessura da frente de chama depende de características próprias da mistura e da velocidade de propagação da chama:

$$\delta = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho \cdot v} \quad 4.7$$

Onde:

$\lambda$  = condutividade térmica média da mistura

$C_p$  = calor específico a pressão constante da mistura

$\rho$  = peso específico da mistura (densidade)

$v$  = velocidade de propagação da chama

Utilizando os parâmetros de ADAMS (1978), tem-se:

$$\lambda = 0,6 \times 10^{-4} \text{ cal/cm}^\circ\text{Cs}$$

$$C_p = 0,24 \text{ cal/gm}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 10,7 \times 10^{-3} \text{ gm/cm}^3$$

HEYWOOD (1988) indica, para uma mistura estequiométrica, uma velocidade de propagação da chama de 32,5 cm/s, utilizando-se gasolina, como mostra a Figura 4.3:



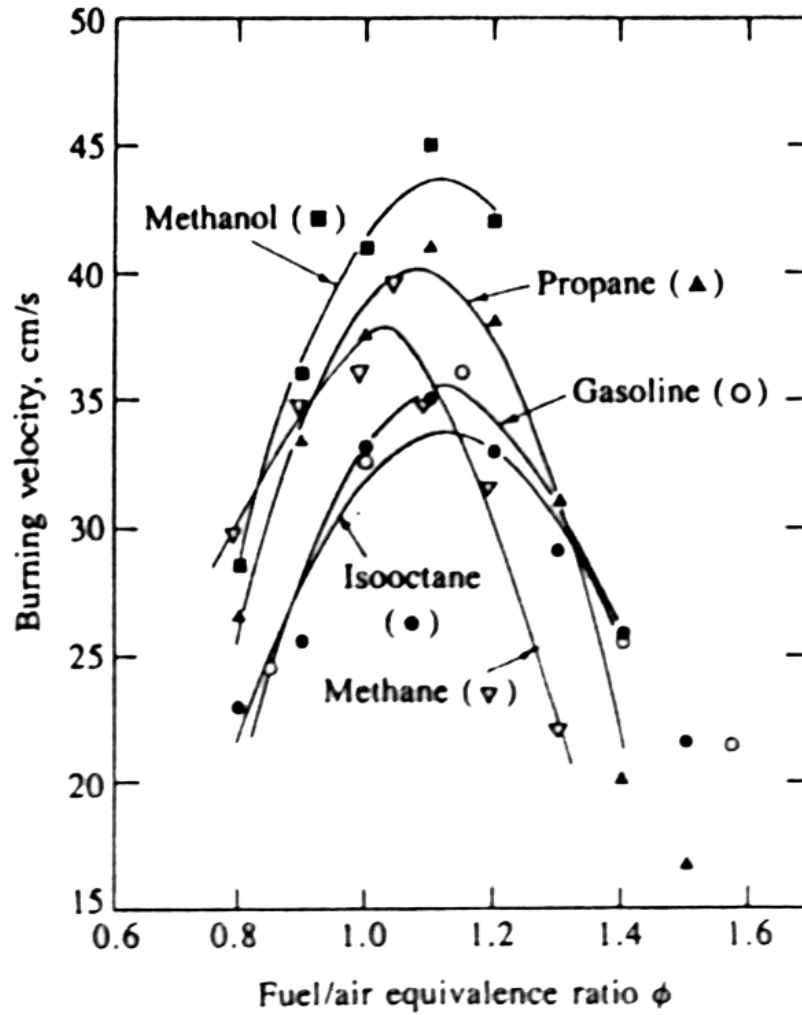


Figura 4.3 – Velocidade de Queima em função da Relação Ar/Combustível, HEYWOOD (1988)

Substituindo na Equação 4.7, tem-se  $\delta = 7,19 \times 10^{-4}$  cm.

b) Velocidade do fluxo no orifício ( $v_o$ )

A velocidade do fluxo no orifício é uma função da rotação e geometria do motor, e também da pré-câmara de combustão:

$$v_o = S_p \cdot \left( \frac{A_p}{A_o} \right) \cdot \left( \frac{V_{pc}}{V_i} \right) \quad 4.8$$

Onde:

$S_p$  = velocidade instantânea do pistão

$A_p$  = área da cabeça do pistão

$A_o$  = área do orifício

$V_{pc}$  = volume da pré-câmara de combustão

$V_i$  = volume instantâneo acima do pistão

c) A velocidade instantânea do pistão é uma função da rotação do motor e de sua geometria, além da posição do virabrequim, HEYWOOD (1988). Tem-se então que:

$$S_p = \overline{S_p} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \text{sen}(\theta) \cdot \left[ 1 + \frac{\cos(\theta)}{(R^2 - \text{sen}^2(\theta))^{1/2}} \right] \quad 4.9$$

Onde:

$\overline{S_p}$  = velocidade média do pistão

$\theta$  = ângulo do virabrequim

R = relação do comprimento da biela com a distância entre centros da manivela

A velocidade média do pistão é dada por, HEYWOOD (1988):

$$\overline{S_p} = 2 \cdot L \cdot N \quad 4.10$$

Onde:

L = curso do pistão

N = rotação do motor

A rotação do motor utilizada é de 5000 rpm. O curso do pistão é de 88,2 mm.

Substituindo, tem-se que  $\overline{S_p} = 882000 \text{ mm/min} = 14700 \text{ mm/s}$  ou 14,7 m/s.

O ângulo do virabrequim onde se dá o fluxo da frente de chama é de aproximadamente  $10^\circ$  antes do ponto morto superior, ou seja,  $\theta = 10^\circ$ . A velocidade instantânea do pistão é então calculada, substituindo-se os valores na Equação 4.9. A relação do comprimento da biela a distância da árvore de manivelas, ou seja, pela metade do curso do pistão, é da ordem de 2,94. Obtém-se então:

$$S_p = 14,7 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \text{sen}(10^\circ) \cdot \left[ 1 + \frac{\cos(10^\circ)}{(2,94^2 - \text{sen}^2(10^\circ))^{1/2}} \right] = 5,3551 \text{ m/s} \quad 4.11$$

O volume instantâneo acima do pistão, no ângulo do virabrequim de  $10^\circ$  é calculado a seguir (HEYWOOD, 1988):

$$V_i = A_p \cdot (l + a - s) + V_{comb} + V_{pc} \quad 4.12$$

Onde:

$l$  = comprimento da biela

$a$  = distância entre centros do eixo virabrequim

$s$  = distância do eixo virabrequim ao pino do pistão

$V_{ccomb}$  = volume da câmara de combustão (volume da câmara no cabeçote somado ao volume na cabeça do pistão)

$V_{pc}$  = Volume da pré-câmara

A distância do eixo virabrequim ao pino do pistão é dada por:

$$s = a \cdot \cos(\theta) + \left( l^2 - a^2 \cdot \text{sen}^2(\theta) \right)^{1/2} \quad 4.13$$

Resolvendo a Equação 4.13, tem-se  $s = 172 \text{ mm} = 0,172 \text{ m}$ .

O volume total da câmara de combustão (sem a pré-câmara) é dado pela soma do volume da câmara de combustão no cabeçote mais o volume na cabeça do pistão. O volume da cabeça do pistão é determinado pela seguinte relação:

$$\frac{V_{cil} + V_{cabeçote} + V_x}{V_{cabeçote} + V_x} = r_c \quad 4.14$$

Onde:

$V_{cil}$  = volume do cilindro dado pelo curso do pistão

$V_{cabeçote}$  = volume da câmara de combustão no cabeçote

$V_x$  = volume na cabeça do pistão

$r_c$  = relação de compressão

O volume do cilindro referente ao curso do pistão é de  $4,490 \times 10^5 \text{ mm}^3$ , e o volume no cabeçote é de  $3,33 \times 10^4 \text{ mm}^3$ . A relação de compressão, ou razão volumétrica de compressão do motor é 10,5:1. Assim, da Equação 3.14 tem-se  $V_x = 1,396 \times 10^4 \text{ mm}^3$ .

O volume da pré-câmara de combustão é dado pelo valor percentual em relação ao volume total da câmara de combustão (volume da câmara principal somado ao volume da pré-câmara somado ao volume da cabeça do pistão). Neste trabalho, a maior relação de volume da pré-câmara com o volume total da câmara é de 15%. Assim, tem-se:

$$0,15 = \frac{V_{pc}}{V_t} = \frac{V_{pc}}{(V_{cabecote} + V_x + V_{pc})} \quad 4.15$$

Onde:

$V_t$  = volume da câmara total

Substituindo os valores encontrados anteriormente na Equação 4.15, tem-se que  $V_{pc} = 8,340 \times 10^3 \text{ mm}^3$

O curso do pistão é de 88,2 mm, e seu diâmetro é de 80,5 mm. A área do pistão é  $A_p = 5,089 \times 10^3 \text{ mm}^2$ .

Voltando à Equação 4.12, tem-se que  $V_i = 6,018 \times 10^4 \text{ mm}^3$ .

A velocidade do fluxo pelo orifício contém um termo que é baseado no diâmetro do orifício. Sendo assim, reescrevendo a Equação 4.8, de modo que a velocidade  $v_o$  seja função do diâmetro  $d_o$  tem-se

$$v_o = S_p \cdot \left( \frac{d_p^2}{d_o^2} \right) \cdot \left( \frac{V_{pc}}{V_i} \right) \quad 4.16$$

De posse destes termos, substituindo-os na Equação 4.6, obtém-se então que  $d_o \geq 3,75 \text{ mm}$ .

Seguindo este raciocínio, calculam-se os diâmetros mínimos para uma faixa de rotação entre 1500 e 6500 rpm, a fim de determinar o diâmetro do orifício para várias condições de operação do motor. O ângulo de virabrequim varia de  $0^\circ$  a  $51^\circ$ , a fim de determinar o ângulo crítico. Considerando um volume de pré-câmara equivalente a 15 % do valor total de câmara de combustão, tem-se o resultado mostrado no mapa da Figura 4.4:

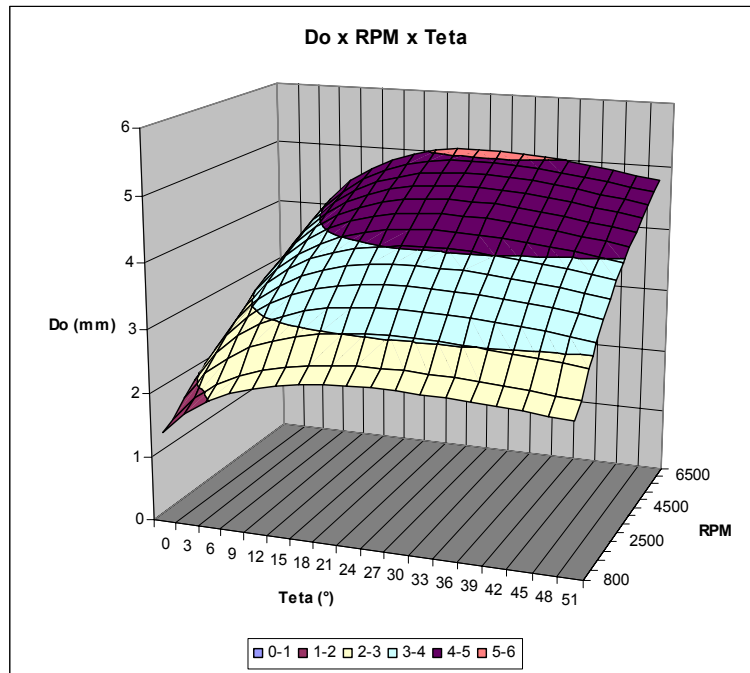


Figura 4.4 – Diâmetro do Orifício para Razão de Volumes 15 %

Para uma relação de volume da pré-câmara de 7,3 % em relação ao volume total da câmara de combustão, tem-se o mapa apresentado na Figura 4.5:

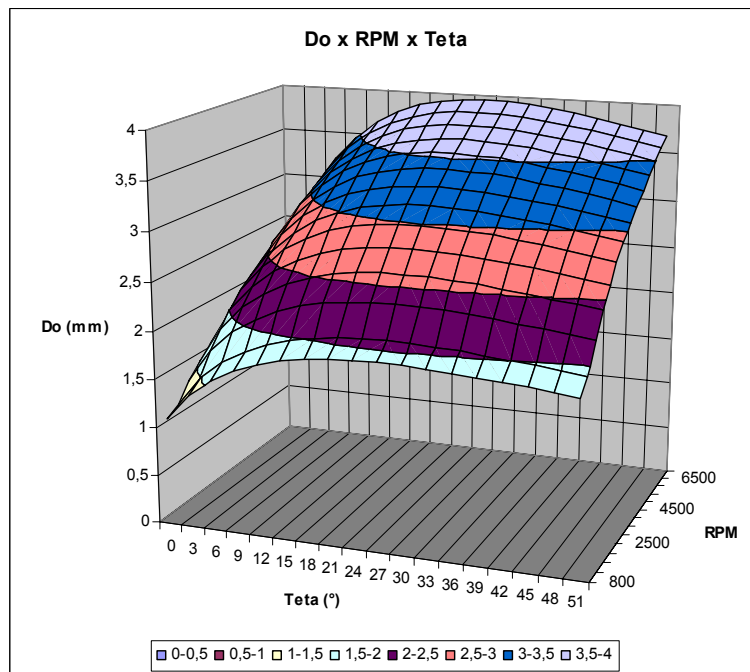


Figura 4.5 – Diâmetro do Orifício para Razão de Volumes 7,3 %

E para uma razão de 5 %, o mapa obtido é mostrado na Figura 4.6:

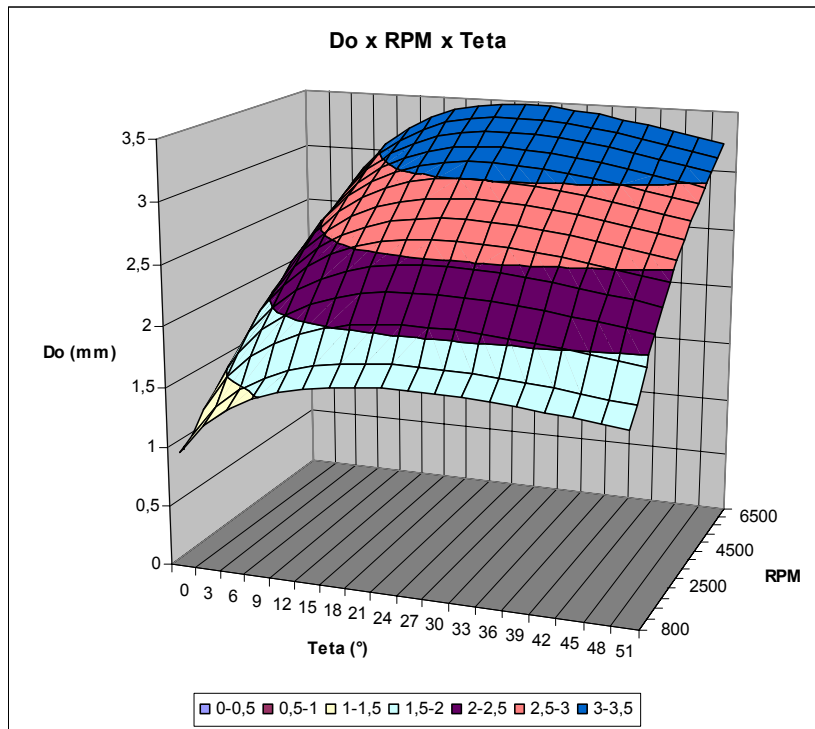


Figura 4.6 – Diâmetro do Orifício para Razão de Volumes 5 %

A partir dos cálculos realizados, define-se que o ângulo crítico, ou seja, o que necessita de um maior diâmetro para o *nozzle*, é de  $30^\circ$ . O diâmetro, para uma relação de 15 % entre o volume da pré-câmara pelo volume total da câmara de combustão é de 4,71 mm, para uma rotação de 6500 rpm, limite de operação deste motor. Para uma relação de 7,3 %, este valor diminui para 3,68 mm, no mesmo regime de rotação, e, finalmente, para uma relação de 5 %, o diâmetro é de 3,24 mm. Os valores calculados são apresentados no anexo A.

#### 4.4. GEOMETRIAS DE *NOZZLES*

A primeira geometria, mais simples, é constituída por um *nozzle* com somente um orifício, de diâmetro grande. Esta configuração tem o objetivo de permitir uma maior lavagem dos gases residuais de dentro da pré-câmara. Segundo RYU (1987), o jato de chama direcionado à face do pistão proporciona as maiores pressões e a queima mais rápida da mistura. Neste caso, o jato de chama será direcionado para a face do pistão, para análise do comportamento mais crítico da pré-câmara. No entanto, o orifício da vela de ignição está inclinada  $45,15^\circ$  em relação à face do pistão e, devido a isso, as pressões não serão tão grandes quanto seriam se o jato de chama fosse perpendicular à

face do pistão. Este *nozzle* possui geometria cilíndrica no duto de 5 mm de diâmetro, com formato cônico na extremidade inferior. O duto é construído para atuar como um pequeno motor foguete, com um ângulo de entrada de 45° e um ângulo de saída do fluxo de 15°. A Figura 4.7 mostra a configuração 1.

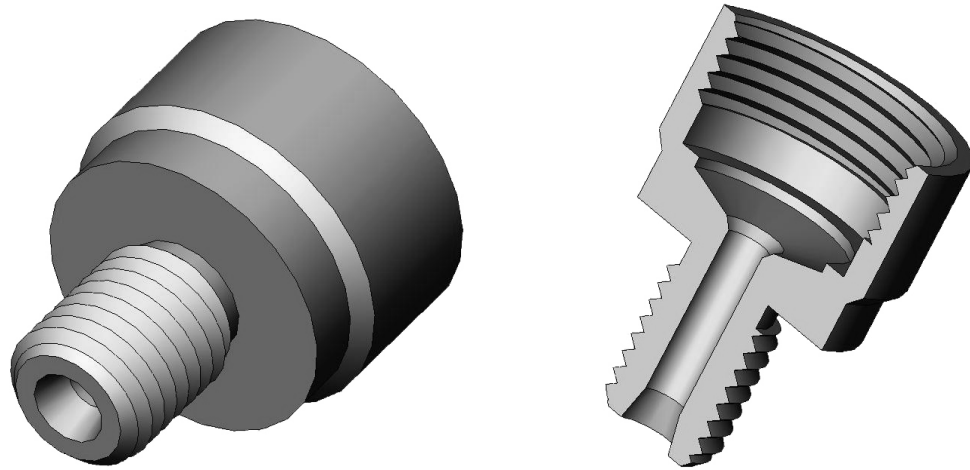


Figura 4.7 – Nozzle de Pré-câmara da Configuração 1

A segunda configuração a ser estudada possui mais de um orifício de interligação com a câmara principal. Trata-se de um duto cilíndrico de diâmetro de 5 milímetros e três orifícios de ligação com a câmara principal, sendo 2 deles direcionados às válvulas de admissão e descarga, para aproveitar a inércia dos gases gerados pela circulação dos mesmos dentro da câmara principal (swirl) durante a admissão e exaustão, ADAMS (1979). O terceiro orifício é orientado para a face do pistão, com o intuito de aumentar a turbulência dentro da câmara de combustão, RYU (1987). Nesta configuração, o diâmetro dos orifícios é de 2 mm. A Figura 4.8 mostra a configuração 2.

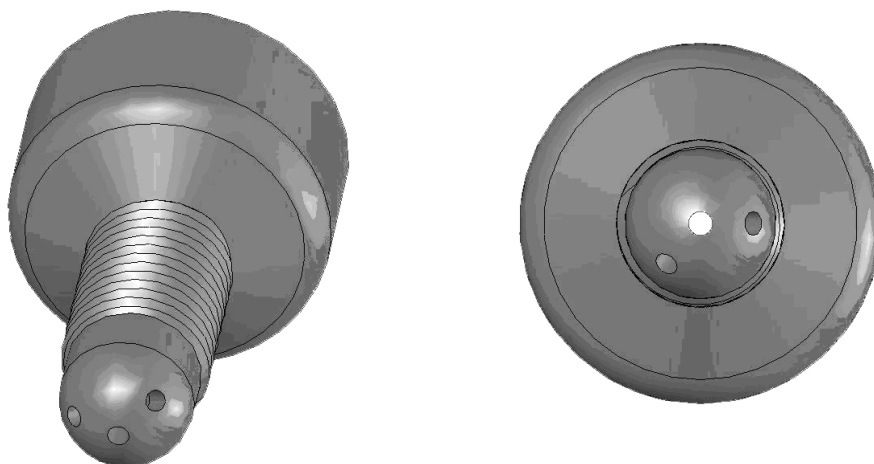


Figura 4.8 – Nozzle de Pré-câmara da Configuração 2

A terceira e última configuração é baseada em um desenvolvimento da BOSCH, onde os orifícios de interconexão são dispostos tangencialmente à pré-câmara, no intuito de formar um turbilhão dentro da mesma durante a fase de compressão do motor, e gerar uma saída de jatos de chama em forma de redemoinhos durante a fase de queima. Esta configuração apresenta um orifício direcionado à cabeça do pistão, e mais quatro orifícios tangenciais. A Figura 4.9 mostra a configuração 3.

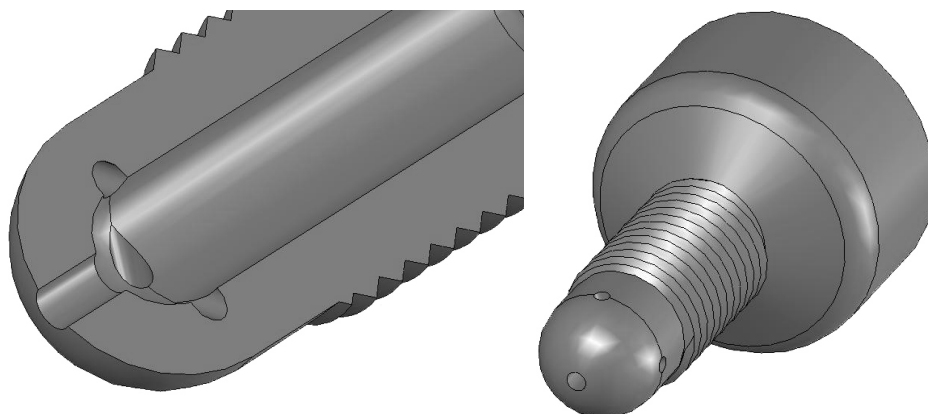


Figura 4.9 – Nozzle de Pré-câmara da Configuração 3

No entanto, esta geometria apresenta uma desvantagem em relação às anteriores: seu projeto original, da BOSCH, foi utilizada em uma câmara hemisférica, num motor de 4 válvulas por cilindro e dotada de vela centralizada no topo da câmara de combustão, de forma que os redemoinhos gerados são coaxiais ao eixo do cilindro. A geometria de câmara do motor deste trabalho é o formato cunha, com duas válvulas e com a vela inclinada a  $45,15^\circ$  em relação à face do pistão, o que muda consideravelmente o comportamento deste modelo de *nozzle*.

Neste trabalho, os estudos serão realizados somente com a primeira geometria de *nozzle*, pois as geometrias com pequenos orifícios são passíveis de desgaste prematuro durante a fase de calibração e ajuste do sistema de ignição e controle de injeção eletrônica, devido a possível erosão causada pela chama.

É importante observar que o volume das pré-câmaras de combustão reduz a razão volumétrica de compressão do motor. Estas novas razões de compressão volumétrica serão avaliadas de acordo com cada volume estudado.



## 4.5. MONTAGEM DO SISTEMA

### 4.5.1. Escolha das Velas de Ignição

As pré-câmaras de combustão são alojadas no local das velas de ignição, sendo este um limite físico para a geometria da pré-câmara. A vela de ignição original não será mais utilizada, devido ao seu grau térmico baixo, ou “quente”. A pré-câmara necessita de velas com grau térmico maior, ou mais “frias”. As velas de ignição mais frias são capazes de dissipar mais calor do que as velas comuns (ou de graus térmicos menores), possibilitando uma maior troca de calor com o cabeçote e com o líquido de arrefecimento. Optou-se pela utilização de velas da NGK utilizadas em motores turboalimentados, de grau térmico 9. As originais se equiparam a um grau 7 na escala de graus térmicos das velas NGK. Com base nessas informações, alguns modelos de velas de ignição foram pesquisados, sendo apresentados a seguir.

O primeiro modelo de vela de ignição é uma vela NGK V-Power, mostrado na Figura 4.10:



Figura 4.10 – Velas de Ignição NGK V-Power, NGK (2006)

As especificações destes modelos são apresentadas na Figura 4.11:

## Series of NGK racing spark plugs

Blue colour indicates resistor plugs.

Thread size (Hexagon size)	Spark plug type	Spark plug number	Heat rating	Firing end appearance	Electrode material			
					Center	Ground		
φ14×19mm(20.8mm)	BP-E	R4304A-⊙	7,8,9,10	Ⓐ ①	Gold Palladium	Nickel Alloy		
		R6918B-⊙	7,8,9	Ⓑ ①	Platinum	Nickel Alloy		
		R6918C-⊙	9	Ⓑ ①	Platinum	Nickel Alloy		
		R6021E-⊙	8,9,10,105	Ⓑ ①	Nickel Alloy	Nickel Alloy		
		R6061-⊙	7,8,9,10,11	Ⓒ ①	Nickel Alloy	Nickel Alloy		
	B-E	R6252E-⊙	9,105	Gap0.6	Ⓒ ①	Nickel Alloy	Nickel Alloy	
		R6252K-⊙	105	Gap0.8	Ⓒ ①	Nickel Alloy	Nickel Alloy	
		R6254E-⊙	9,105	Gap0.6	Ⓒ ①	Nickel Alloy	Nickel Alloy	
		R6254K-⊙	105	Gap0.8	Ⓒ ①	Nickel Alloy	Nickel Alloy	
		R7376-⊙	7,8,9,10		Ⓒ ①	Iridium	Platinum	
φ14×22mm(20.8mm)	Semi surface discharge	R5649-⊙	9,10,11	Ⓔ ①	Nickel Alloy	—		
	Semi surface discharge	R6712-⊙	9,10	Ⓔ ①	Nickel Alloy	—		
	Short	R6179A-⊙P	105,11	Ⓒ ②	Platinum	Platinum		
	Short	R6179C-⊙PA	105	Ⓒ ②	Platinum	Platinum		
φ14×22mm(16.0mm)	Short	R7376B-⊙	9,10	Ⓒ ①	Iridium	Platinum		
		R7282A-⊙	10,105,11	Ⓒ ③	Iridium	Platinum		
	Short	R7282-⊙	7,8,9,10,105,11	Ⓒ ③	Iridium	Platinum		
		R7282C-⊙	11	No gasket type	Ⓒ ③	Iridium	Platinum	
φ14×19mm(16.0mm)	BK-E(ISO)※1	R6888A-⊙	8,9,10	Ⓕ ②	Nickel Alloy	Nickel Alloy		
		R7433-⊙	8,9,10	Ⓐ ⑤	Iridium	Nickel Alloy		
		R7434-⊙	8,9,10	Ⓒ ⑤	Iridium	Platinum		
	BC-E(ISO)※1	R7279-⊙	10		Ⓓ ⑤	Iridium	Platinum	
		Semi surface discharge	R6601-⊙	8,9,10,11	Ⓔ ⑤	Nickel Alloy	—	
		Semi surface discharge	R6711-⊙	9,10	Ⓔ ⑤	Nickel Alloy	—	
	BCP-E(JIS)	R7435-⊙	8,9,10		Ⓐ ④	Iridium	Nickel Alloy	
		R7436-⊙	8,9,10		Ⓒ ④	Iridium	Platinum	
	BC-E(JIS)	Semi surface discharge	R5883-⊙	9,10,11	Ⓔ ④	Nickel Alloy	—	
		Semi surface discharge	R6690-⊙	9,10,11	Ⓔ ④	Nickel Alloy	—	
φ14×26.5mm(16.0mm)	LFR	Extra long reach	R7437-⊙	8,9,10	Ⓐ ④	Iridium	Nickel Alloy	
		Extra long reach	R7438-⊙	8,9,10	Ⓒ ④	Iridium	Platinum	
φ14×12.7mm(20.8mm)	B-H	R5525-⊙	7,8,9,10,11	Ⓑ ⑦	Gold Palladium	Nickel Alloy		
		R5530-⊙	8,9,10,11	Ⓓ ⑦	Gold Palladium	Platinum		
φ14×21.5mm(20.8mm)	Rotary Engine RX-7	R6725-⊙	9,10,105,11,115	Ⓓ ⑥	Platinum	Platinum		
		R7420-⊙	9,10,105,11	Ⓓ ⑥	Iridium	Platinum		
φ14×21mm(20.8mm)	Rotary Engine RX-8 L	R7440A-⊙L	9,10	Ⓒ ⑤	Iridium	Platinum		
φ14×19mm(20.8mm)	Rotary Engine RX-8 T	R7440B-⊙T	10,11	Ⓒ ⑤	Iridium	Platinum		
φ12×19mm(16.0mm)	DC-E	Semi surface discharge	R2349-⊙	9,10,11	Ⓔ ③	Nickel Alloy	—	
			R2525-⊙	9,10,11	Ⓒ ③	Platinum	Nickel Alloy	
			R0373A-⊙	9,10	Ⓒ ③	Iridium	Platinum	
φ10×19mm(16.0mm)	C-E	Semi surface discharge	R0045G-⊙	10,11	GAP1.4	Ⓔ ③	Nickel Alloy	—
		Semi surface discharge	R0045J-⊙	9,10,11,12	GAP1.1	Ⓔ ③	Nickel Alloy	—
		Semi surface discharge	R0045Q-⊙	10,11	GAP1.1	Ⓔ ③	Nickel Alloy	—
φ10×19mm Half thread (16.0mm)	C-EH	*R0379A-⊙	10	Ⓒ ④	Iridium	Platinum		
		R0409B-⊙	8,9,10	Ⓒ ④	Iridium	Nickel Alloy		
φ10×12.7mm(16.0mm)	C-H	R0161-⊙	9,10,11	Ⓑ ⑩	Nickel Alloy	Nickel Alloy		
φ8×19mm(13.0mm)	E-EH	Semi surface discharge	R847-⊙	10,11	Ⓔ ①	Nickel Alloy	—	

- 1) ISO: The length from gasket to terminal of ISO type spark plugs is 50.5mm which is 2.5mm shorter than BCP-E or BC-E type spark plugs.
- 2) Resistor spark plugs are recommended for cars originally equipped with resistor spark plugs. When nonresistor spark plugs are installed in such cars, there is some possibility that the electric devices in the car, such as the audio system or the engine management system, would be affected by noise.
- 3) Marked \* part number will be discontinued when the current stock is over.

Figura 4.11 – Especificações das Velas NGK, NGK (2006)

O segundo modelo pesquisado é a vela NGK BR9ES. Seu grau térmico é o mesmo da vela anterior, porém, esta vela é resistiva, diminuindo a possibilidade de ruídos no sistema. Este tipo de vela é mostrado na Figura 4.12.



Figura 4.12 – Vela de Ignição NGK BR9ES, NGK (2006)

As especificações das velas NGK são apresentadas na Figura 4.13:

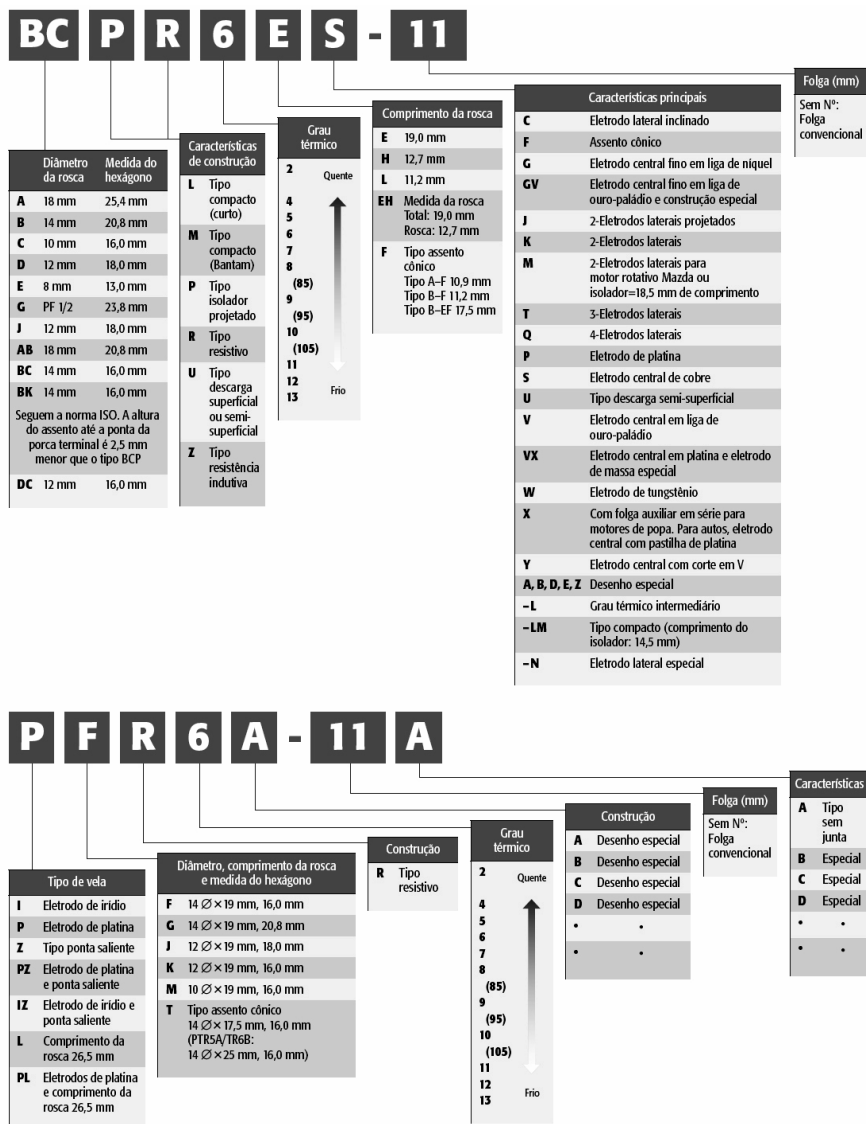


Figura 4.13 – Especificações de Velas NGK, NGK (2006)

Dos modelos de velas pesquisados, utilizar-se-á o modelo resistivo, devido à sua característica resistiva capaz de reduzir os ruídos no sistema e por não necessitar de cabos supressores, como o modelo V-Power.

As velas de ignição e os eletroinjetores, no caso de um sistema estratificado, com injeção de combustível na pré-câmara, são montados em um componente que veda a pré-câmara de combustão. Este componente é montado por cima do anel extensor, utilizado para regular o volume da pré-câmara, possibilitando o estudo dos efeitos da variação de volume da pré-câmara. O anel extensor, por sua vez, é sobreposto ao *nozzle* da pré-câmara, que pode assumir uma das três configurações mencionadas anteriormente.

Embora neste trabalho os testes sejam realizados para mistura homogênea, sem injeção na pré-câmara, a Figura 4.14 mostra a montagem do conjunto completo, com o injetor de combustível. Este conjunto, mostrado na figura sem os elementos de fixação, é inserido no lugar da vela, na câmara principal, localizada no cabeçote do motor, constituindo uma inovação de sistema proposto, porém, não utilizada neste trabalho.

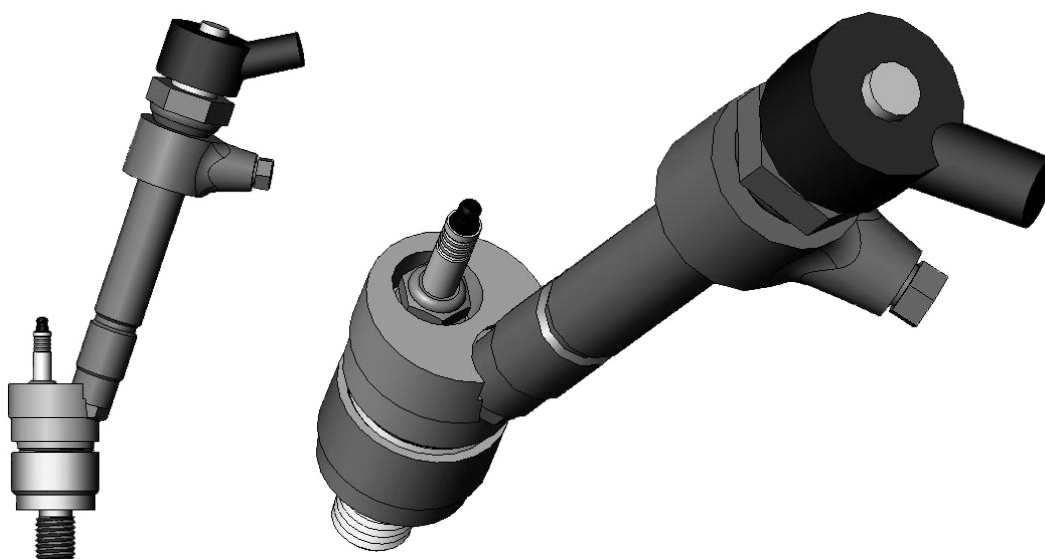


Figura 4.14 – Montagem da Pré-câmara com Vela e Eletroinjetor

O arrefecimento do sistema será realizado através da galeria de água original construída no próprio cabeçote do motor, que fica próxima às velas de ignição do sistema original e também de um sistema externo, que cria uma corrente de água por cima das pré-câmaras. Para isto, a sede da vela de ignição será usinada, de forma a ampliar o volume do corpo da pré-câmara e ao mesmo tempo aproximar o corpo da pré-câmara da galeria

de água do cabeçote, melhorando o seu arrefecimento. A Figura 4.15 mostra o esquema geral do arrefecimento da pré-câmara no cabeçote do motor.

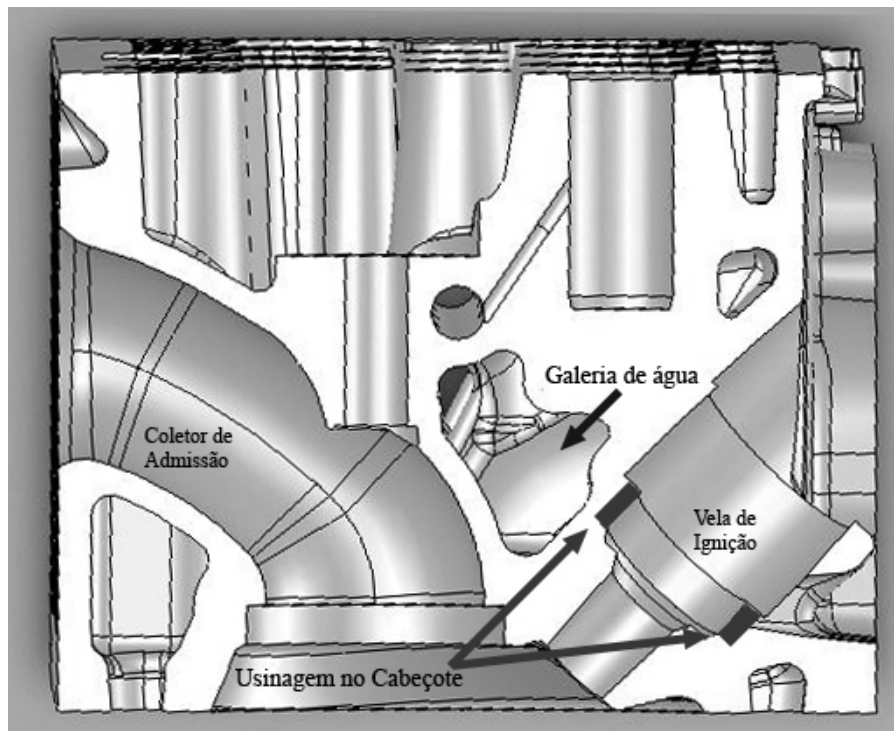


Figura 4.15 – Esquema do Cabeçote para Arrefecimento da Pré-Câmara

A Figura 4.16 mostra um sistema externo adicional de arrefecimento para as pré-câmaras, utilizado para ajudar no resfriamento das superfícies externas pelo fato de não ter a injeção de combustível na pré-câmara.



Figura 4.16 – Sistema Externo de Arrefecimento das Pré-Câmaras

Para uma melhor vedação é utilizado um anel de bronze no final da rosca do *nozzle* da pré-câmara e nas roscas das velas.

#### **4.5.2. Escolha da Central Eletrônica**

O sistema de injeção eletrônica do motor será substituído por uma central eletrônica de desenvolvimento experimental, projetada na própria UFMG. Esta central experimental possibilita a calibração de vários parâmetros do motor, como avanço de ignição, tempo de injeção, fase de injeção, entre outros.

Segundo BAETA (2006), a calibração e ajuste da central eletrônica devem ser realizados levando-se em consideração toda a teoria sobre o combustível e o funcionamento de motores de combustão interna. Porém, somente o comportamento do motor durante os ensaios pode fornecer as informações necessárias para uma calibração adequada.

FUJII *et al.* (1989) apresentaram uma metodologia de calibração da central eletrônica baseada no ângulo da árvore de manivelas e na máxima pressão de combustão. Através deste método foi comprovado experimentalmente que para motores a gasolina o MBT (maximum brake torque) ocorre  $13 \pm 1$  graus depois do PMS, independente da especificação do motor ou das condições de operação. É necessário um novo cabeamento elétrico, doravante denominado *chicote* para a utilização da nova central eletrônica, no intuito de interligar todos os sensores e atuadores do sistema. Um chicote específico foi construído para a central experimental.

As principais características da central eletrônica experimental são apresentadas a seguir, PUJATTI (2006):

- Microprocessador DSP, de alto desempenho;
- Software de controle da central em memória tipo FLASH de 32K;
- Resolução do tempo de injeção de 10  $\mu$ s;
- Resolução do ângulo de ignição 0,1 graus;
- Tensão de operação de 10 a 15 V DC;
- Corrente máxima de operação de 5 A;
- Conexão com computadores para calibração através de plug DB9;
- Controle de malha aberta e fechada de Lambda, definida através de mapa de calibração.

A central eletrônica experimental permite o controle de vários parâmetros do motor, a partir dos sinais recebidos dos sensores. Neste trabalho, a central foi conectada aos seguintes sensores e atuadores do motor:

→ Sensores:

- potenciômetro de posição do corpo de borboleta;
- sensor de rotação;
- sonda lambda (original do motor, do tipo *narrow band*);
- sensor de pressão manométrica coletor;

→ Atuadores:

- eletroinjetores de combustível
- bobina de ignição

Os sensores de temperatura de água, temperatura de óleo e pressão de óleo não foram conectado à central experimental, pois estes parâmetros foram monitorados pelo sistema de aquisição da sala dinamométrica. O sensor de fase também não foi utilizado, uma vez que a central trabalha com a estratégia semi-sequencial de injeção de combustível.

O sistema da central experimental possui uma interface simples, que torna sua utilização fácil e objetiva. A Figura 4.17 apresenta a tela de utilização do sistema. Neste caso, mostra a configuração do avanço de ignição em função de rotação e abertura do corpo de borboleta do motor.

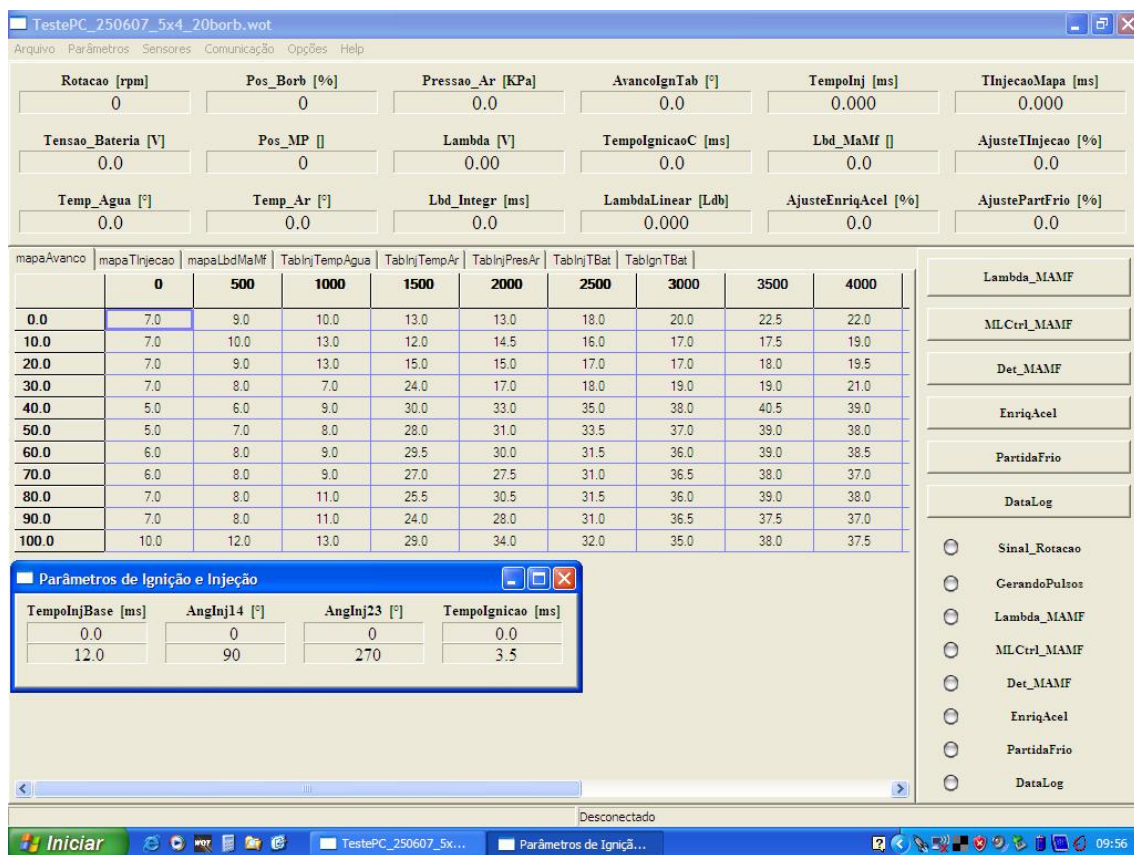


Figura 4.17 – Programa da Central Eletrônica Experimental, PUJATTI (2006)

#### 4.6. ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS E CONFIGURAÇÃO FINAL TESTADA

O motor será submetido a uma série de ensaios dinamométricos, no intuito de levantar informações relativas ao torque, potência e consumo específico. Os testes são realizados com mistura homogênea seguindo a seguinte seqüência:



- 1 Motor com sistema original de ignição utilizando a central experimental, para calibração dos parâmetros de funcionamento da sonda lambda;
- 2 Motor com sistema completo de ignição por lança-chamas com mistura homogênea nos 4 cilindros utilizando central experimental e a primeira geometria de *nozzle*;

Em ambos os casos os testes foram realizados apenas para 10% e 20% de abertura de borboleta e com a central eletrônica experimental, não sendo utilizada a central original de produção do motor, já que elas trabalham com estratégias de controle diferentes. A central original trabalha com a estratégia de injeção seqüencial fasada, enquanto que a central de desenvolvimento aberta utilizada neste trabalho, desenvolvida pela UFMG, trabalha em regime semi-sequencial.

Os testes com o novo sistema foram realizados somente para uma configuração de pré-câmara, sendo a configuração utilizada a do primeiro modelo de *nozzle*, com o diâmetro de comunicação com a câmara de combustão de 5 mm e o anel extensor de 4mm de espessura. Esta configuração foi escolhida por ser a mais próxima da razão utilizada pela Honda no motor CVCC, sendo de aproximadamente 7,3 % do volume total. Neste trabalho a pré-câmara tem um volume de 3,816 cm<sup>3</sup>, representando 7,47 % do volume total. Com este volume de pré-câmara, a razão volumétrica de compressão, que inicialmente era de 10,5:1, passa a ser aproximadamente de 9,8:1.

A Figura 4.18 mostra o conjunto de pré-câmara utilizada com os anéis extensores e os anéis de vedação entre a interface da parte inferior da pré-câmara com o cabeçote.



Figura 4.18 – Conjunto do Sistema de Pré-câmara, mostrando da esquerda para a direita a Vela de Ignição, o Corpo Superior, o Anel Extensor de Aço, o Corpo Inferior e o Anel de Vedação de Bronze.

A Figura 4.19 mostra detalhes do corpo superior da pré-câmara modificada.

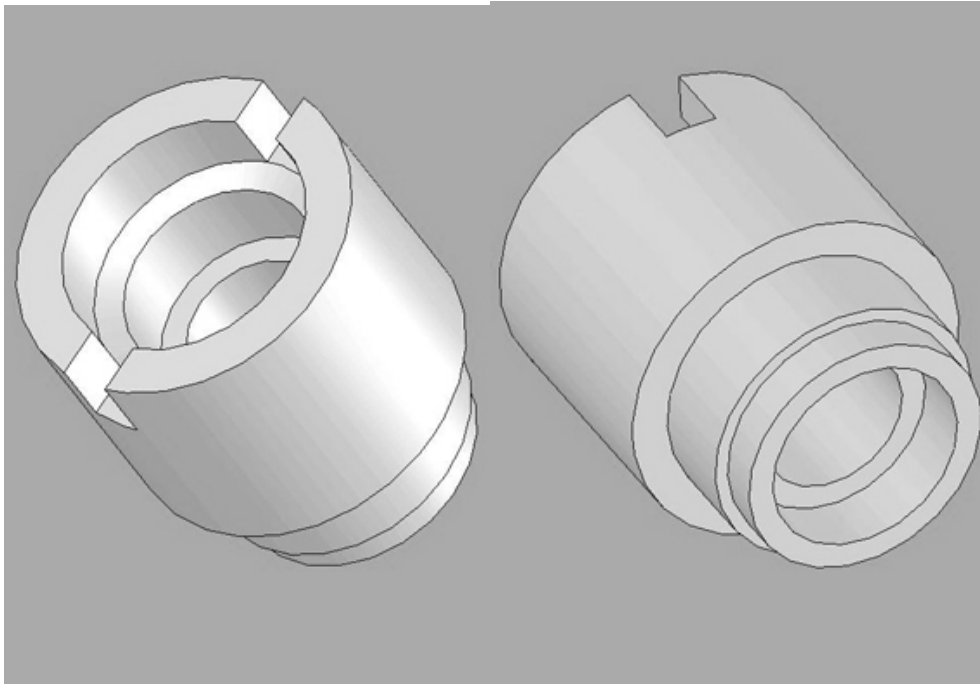


Figura 4.19 – Corpo Superior da Pré-Câmara com Vela Centralizada

A Figura 4.20 mostra o conjunto das 4 pré-câmaras utilizadas, indicando a posição das velas e o arranjo geral da configuração. A figura mostra a modificação realizada na pré-câmara, com a vela centralizada e não deslocada lateralmente, como previsto na proposta do modelo com injeção direta de combustível. Esta nova configuração proporciona uma melhor posição para o aperto da vela na pré-câmara com a utilização de torquímetro.

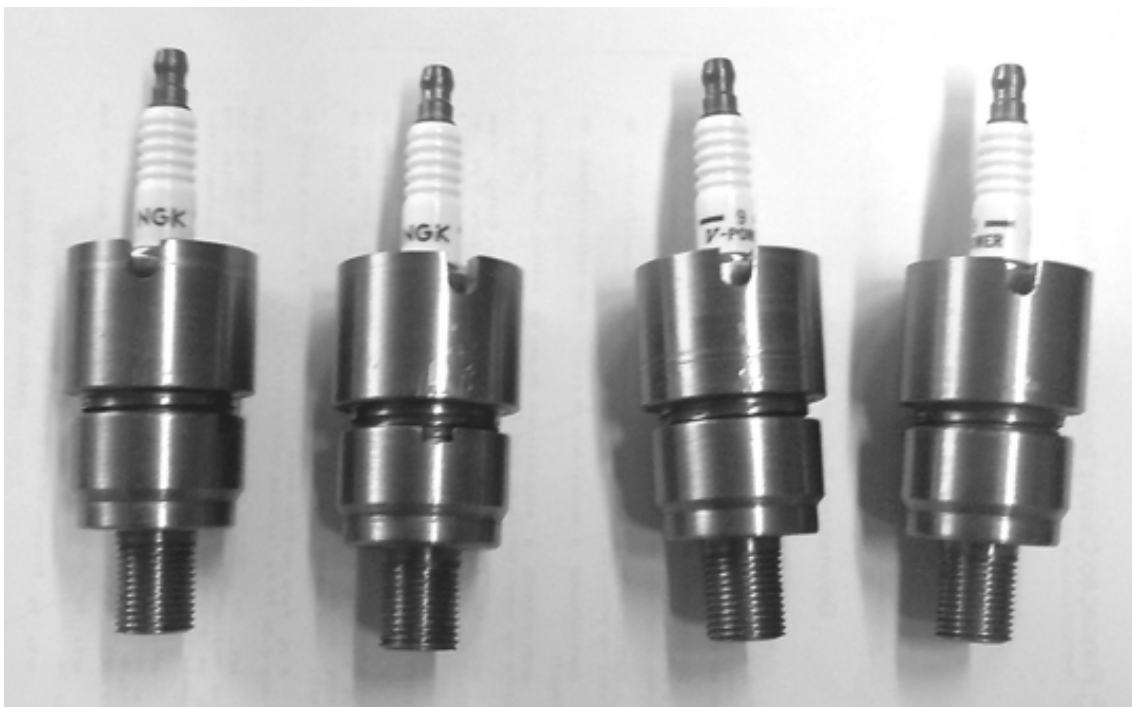


Figura 4.20 – Conjunto de Pré-Câmaras com Vela Centralizada

Um sistema externo de refrigeração foi utilizado para evitar o superaquecimento das pré-câmaras. Trata-se de um sistema que despeja continuamente uma quantidade de água logo acima das pré-câmaras. Este sistema de refrigeração não é mostrado no trabalho por se tratar de um sistema preliminar que deverá ser modificado na configuração final. A Figura 4.21 mostra o conjunto de pré-câmaras montado no cabeçote, com as velas centralizadas.



Figura 4.21 – Pré-Câmaras de Velas Centralizadas montadas no Cabeçote

Os torques utilizados para o aperto das pré-câmaras no cabeçote foram de 40 Nm para o corpo inferior, 40 Nm para o corpo superior e 27,5 Nm para as velas de ignição. A camisa de proteção foi apertada manualmente.

Para o motor convencional, utilizaram-se os seguintes parâmetros na central eletrônica aberta:

- tempo base de injeção: 12 milissegundos;
- ângulo do final da injeção dos cilindros 1 e 4 (fase de injeção): 120° depois do ponto morto superior do início da admissão dos cilindros 1 e 4;
- ângulo do final da injeção dos cilindros 2 e 3 (fase de injeção): 300° depois do ponto morto superior do início da admissão do primeiro cilindro, ou seja, 180 depois do ponto morto superior do início da admissão dos cilindros 2 e 3;
- tempo de ignição (dwell time): 3,5 milissegundos.

Para o motor com o sistema de lança-chamas, além dos tempos de injeção e avanços de ignição, a fase de injeção foi alterada, de 120° depois do ponto morto superior para 90° depois do ponto morto superior, devido à mudança na turbulência dentro do cilindro.

Tanto para a calibração como para os testes, a posição da borboleta foi monitorada pela própria central eletrônica aberta (através do potenciômetro da mesma) e através do sistema de controle do dinamômetro (cabo de acionamento mecânico do corpo de borboleta, cuja posição é definida pelo sistema de controle). Para isto, foi construído um chicote para conectar a central eletrônica ao potenciômetro do corpo de borboleta, aos eletroinjetores de combustível, à bobina de ignição, ao sensor de rotação e à sonda lambda. Esta ligação, com o chicote conectando a central eletrônica ao motor é mostrada na Figura 4.22.

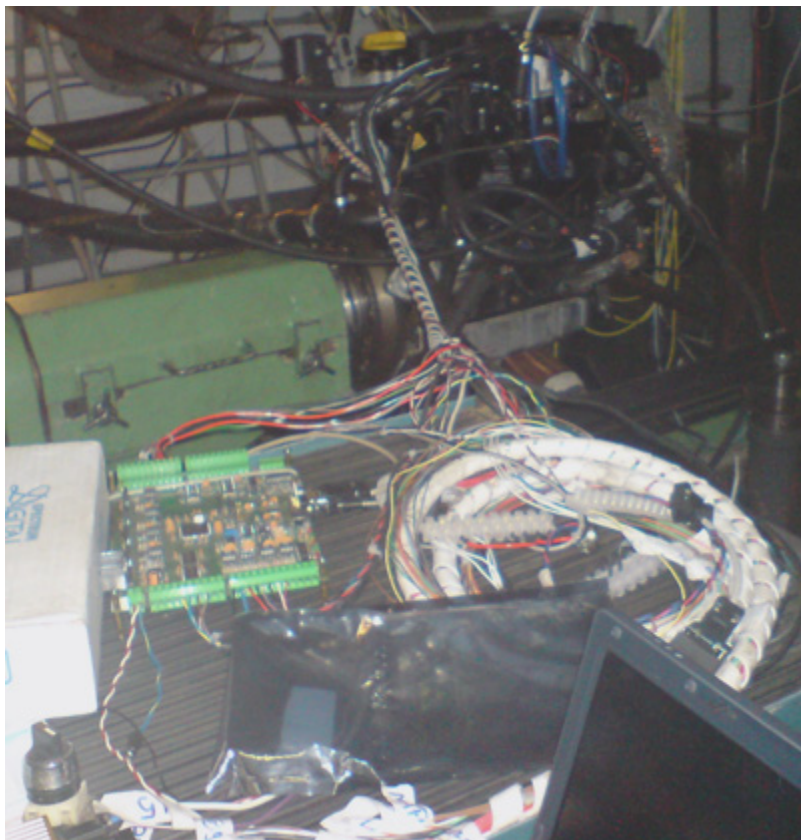


Figura 4.22 – Chicote e Central Experimental conectados ao Motor

A temperatura de água e óleo do motor foi monitorada pelo sistema de aquisição da sala dinamométrica. A central experimental não utilizou compensação na injeção e ignição relativas às mudanças de temperatura nos fluidos nem à tensão da bateria. No entanto, a tensão da bateria foi monitorada a cada ensaio.

Inicialmente foram realizados testes utilizando-se a configuração original do motor (velas de ignição originais com a central experimental), a fim de se mapear os parâmetros do motor, tais como o tempo base de injeção, o tempo de alimentação do circuito primário das bobinas de ignição, definido de agora em diante por *tempo de*

*ignição*, a fase de injeção, os tempos de injeção e o avanço de ignição. O mapa base foi calibrado de 0 a 100% de abertura de borboleta e entre 1500 a 6250 rpm, com intervalos de 10% de abertura de borboleta. As curvas foram obtidas seguindo os padrões do Laboratório de Motores do CETEC para as seguintes rotações: 6250, 6000, 5600, 5400, 5200, 4800, 4400, 4000, 3600, 3200, 3000, 2800, 2600, 2400, 2000 e 1600 rpm. Estes pontos são utilizados no Laboratório de Motores do CETEC para avaliar os motores semelhantes ao utilizado neste trabalho, se tornando um método mais rápido e mais objetivo para a obtenção de informações com o sistema de controle adotado.

#### **4.6.1. Alinhamento do Motor no Dinamômetro**

É realizado o alinhamento do sistema quanto ao paralelismo e a concentricidade do motor com o dinamômetro. A tolerância é de 0,10 mm para ambos os parâmetros. O motor deve ser montado na bancada com o sistema de admissão e o coletor de descarga, sendo que este último não pode apresentar interferência com os suportes de sustentação e deve ficar suspenso na posição de operação, BAETA (2006). O escapamento do motor pode ser cortado e virado nas partes retas para melhor acomodação na sala dinamométrica, desde que não se altere a perda de carga proporcionada pelo mesmo.

#### **4.6.2. Preparação da Central Eletrônica Experimental**

A calibração da central eletrônica, durante os ensaios dinamométricos, é realizada para uma mistura homogênea, sem injeção na pré-câmara. Os ensaios são realizados com as rotações de 1600 a 6250 rpm, a fim de se levantar as curvas de torque, potência e consumo específico para as configurações estudadas. O motor é calibrado inicialmente em 2000 rpm, com a abertura de borboleta de 10 % para manter um regime estável de baixa rotação e carga, no caso da necessidade de se interromper a medição em algum ponto, devido às temperaturas altas no catalisador durante algum ponto de calibração. Esta rotação foi escolhida para aplicar carga ao motor após a partida. A partir desta calibração, o motor é testado com 10 % e 20 % de abertura de borboleta para as faixas de rotação acima especificadas, visando comparar o desempenho do sistema em cargas parciais. Esta faixa de abertura de borboleta foi escolhida porque este motor possui um corpo de borboleta grande, e, devido a isso, uma abertura de 20% de borboleta já caracteriza uma curva com mais de 50% de torque máximo para quase todas as rotações

do motor. Os pontos são adquiridos pelo sistema seguem o padrão adotado pelo Laboratório de Motores do CETEC, como citado anteriormente. Os pontos com menor distanciamento entre si representam as faixas de maior potência e maior torque do motor original, respectivamente. A calibração dos avanços de ignição foi feita com referência ao LDI (Limite de Detonação Inferior). Ao se detectar a detonação, diminui-se em 1° o avanço de ignição. Esta estratégia foi adotada para poupar o sistema de possíveis danos causados pelos efeitos da detonação, tanto para a câmara de combustão quanto para as pré-câmaras. Nos casos em que o MBT (*Maximum Brake Torque*) foi encontrado antes do LDI este foi o parâmetro utilizado para se determinar o avanço de ignição.

A instrumentação do motor com a central eletrônica experimental é semelhante à descrita por BAETA (2006). Um grupo de sensores conectados ao sistema de aquisição de dados da sala dinamométrica monitoram as pressões e temperaturas do motor, assim como os parâmetros vitais que propiciam o controle total do processo de calibração e ajuste do sistema de gerenciamento do motor. Adiciona-se uma sonda lambda no coletor de descarga, próximo à posição original do sistema para medição da relação ar/combustível global do motor. Esta é conectada ao leitor Horiba, mostrado na Figura 4.23, de forma a associar os parâmetros de operação com o sinal da sonda lambda que é utilizada no motor originalmente.



Figura 4.23 – Mostrador de Lambda HORIBA

Um segundo grupo de sensores é utilizado para detectar as condições ambientes dentro da sala dinamométrica. São instalados um sensor de pressão atmosférica, dois sensores

de temperatura atmosférica PT100, uma para bulbo seco e outro para bulbo úmido, ambos na saída do insuflamento próximo a entrada do filtro de ar, possibilitando a aquisição das grandezas necessárias ao cálculo das correções aplicadas ao torque e à potência.

Um sistema de balança de combustível é instalado junto à linha de combustível para o cálculo da vazão mássica de combustível líquido. Um sensor para medição da temperatura do líquido de arrefecimento, do tipo termopar PT100, é fixado na tubulação da saída de água quente do motor, a fim de controlar a temperatura do fluido de arrefecimento. Outro termopar PT100 é utilizado para a medição da temperatura do óleo do motor.

Um terceiro grupo de sensores é ligado ao sistema do dinamômetro. A célula de carga do dinamômetro e o sinal de rotação são conectados ao sistema de aquisição. Os parâmetros adquiridos, bem como alguns cálculos derivados destes, são monitorados na tela do computador em tempo real, o que permite um controle total do processo de calibração e ajuste.

A instrumentação necessária à mesa de controle do dinamômetro possui alguns sistemas de medição redundantes aos já citados acima. Estes sistemas são basicamente: sistema de medição de rotação, através de tacômetro digital, sistema de medição de torque, através de célula de carga e sistema de medição da temperatura do líquido de arrefecimento. Na mesa de controle são lidas ainda a temperatura e pressão do óleo lubrificante e a pressão da linha de alimentação de combustível.

A figura 4.24 mostra a tela do software de controle do dinamômetro, sistema SCHENK DC101.



Figura 4.24 – Software de Controle do Dinamômetro, SCHENK DC101

Além deste programa, existe um módulo de controle do dinamômetro, que também pode ser utilizado durante os ensaios, sendo mostrado na Figura 4.25.



Figura 4.25 – Módulo de Controle do Dinamômetro



O sistema de detecção de detonação é constituído de um sensor de detonação conectado a um rádio e um alto-falante de agudos para detecção auditiva de detonação pelo aplicador. Este sistema é mostrado na Figura 4.26.



Figura 4.26 – Rádio conectado ao Sensor de Detonação  
A Figura 4.27 mostra uma vista da sala dinamométrica e da mesa de controle do dinamômetro.



Figura 4.27 – Vista da Sala Dinamométrica da Mesa de Controle

A Figura 4.28 mostra a montagem dinamométrica utilizada, com todos os seus componentes.

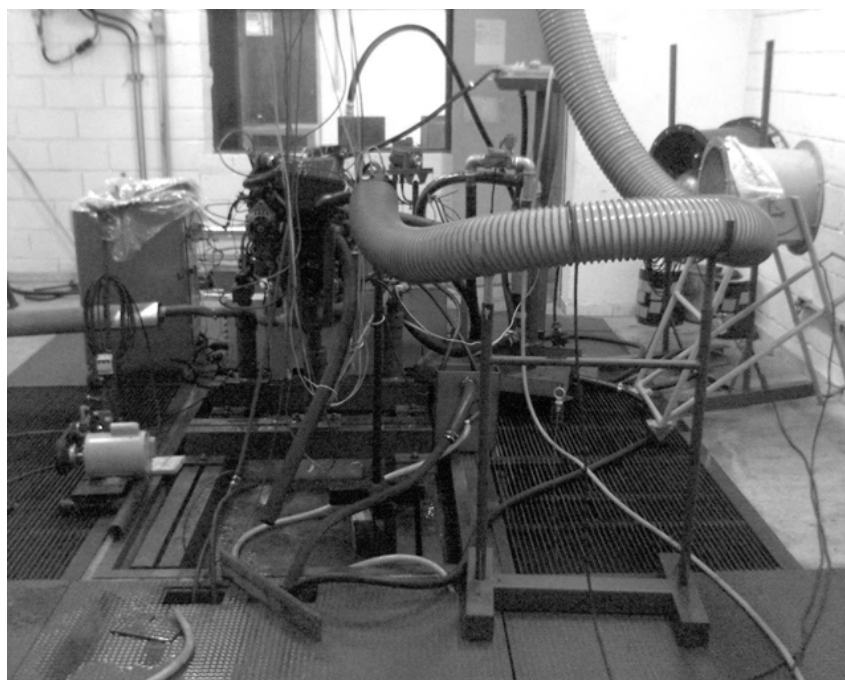


Figura 4.28 – Montagem Dinamométrica

#### 4.6.3. Determinação das incertezas combinadas

As incertezas dos sistemas de medição utilizados são calculadas conforme a metodologia descrita por Gonçalves Jr. (2001), que atende aos requisitos do guia de incertezas (NBR 5725, 1998). A Tabela 4.3 apresenta as incertezas das grandezas envolvidas a serem calculadas.

Tabela 4.2 - Incertezas Associadas Máximas

<b>Incertezas das medições</b>	
Rotação	$\pm 30$ rpm
Torque	$\pm 0,9$ N.m
Torque Corrigido	$\pm 0,9$ N.m
Potência	$\pm 1,0$ kW
Potência Corrigida	$\pm 1,0$ kW
Consumo (combustível líquido)	$\pm 0,5$ kg/h
Consumo específico (combustível líquido)	$\pm 16$ g/kWh
Fator de correção	$\pm 0,00025$

As incertezas das grandezas envolvidas são obtidas através de certificados de calibração ou informações nos manuais dos fabricantes dos componentes, ou, ainda, através de calibração por comparação com padrões convencionais. A calibração dos equipamentos foi realizada nos laboratórios do CETEC.

#### **4.7. REALIZAÇÃO DOS TESTES DINAMOMÉTRICOS**

Os testes compreendem a realização de toda a configuração do software da central eletrônica, da metodologia de ajuste dos mapas de controle e das provas de desempenho segundo os padrões do Laboratório de Motores do CETEC, que descreve os procedimentos e os cálculos de fatores de correção para a aquisição dos dados sobre o motor. Primeiramente o motor é amaciado de acordo com a norma 7-A6000 FIAT AUTO (2004) visando promover o assentamento entre os componentes internos. Os valores do fator lambda em cada regime de rotação e carga foram adquiridos previamente nas provas com o sistema de ignição e central eletrônica originais, operando com gasolina E23 (23% de álcool), servindo de referência. Estima-se que os índices do motor original estão em conformidade com a legislação em vigor, não sendo necessária sua avaliação a fundo. No entanto, o valor do fator lambda a ser definido durante o ajuste dos mapas de controle leva em consideração outros aspectos importantes que determinam a necessidade de se abrir a malha, tais como a temperatura dos gases de descarga e a identificação do regime de plena carga.

##### **4.7.1. Configuração da Central Experimental**

Toda a metodologia de configuração, calibração e ajuste da central segue a metodologia descrita por BAETA (2006). O pico de corrente máximo de operação dos eletroinjetores é definido com base na sua resistência elétrica na temperatura ambiente. O ajuste da compensação do tempo morto dos eletroinjetores em função da tensão da bateria será realizada para todos os regimes utilizados.

##### **4.7.2. Metodologia de calibração e ajuste dos mapas de controle**

A faixa de medição escolhida para os testes se inicia em 1600 rpm e se estende até as 6250 rpm. Inicialmente é realizada a calibração para a rotação mínima de 2000 rpm, que é a usada para iniciar o funcionamento do motor. Desta forma são estudadas e

calibradas as aberturas da válvula borboleta de 10 % e 20 %, com o objetivo de se avaliar o comportamento do sistema com a variação da carga.

Segundo BAETA (2006), acima de 70 % de abertura de borboleta a central deve detectar a demanda de máximo desempenho por parte do usuário. Sendo assim, acima deste valor, a sonda lambda deve operar em malha aberta. No entanto, é necessária a utilização da sonda lambda secundária em todos os regimes do motor a serem avaliados, no intuito de se saber a relação ar/combustível da mistura.

#### **4.8. METODOLOGIA DO TRATAMENTO DE DADOS OBTIDOS**

Os dados experimentais obtidos são tratados de forma a se depurar e extrair o máximo de informação possível. É realizado um tratamento para a redução de ruídos e outras interferências, promovendo-se a filtragem dos mesmos. A aquisição de dados segue p padrão do Laboratório de Motores do CETEC. O número de pontos a serem coletados será estipulado de acordo com o equipamento a ser utilizado, assim como a frequência de aquisição. O tempo mínimo de aquisição será estabelecido em 30 segundos, após 2,5 minutos de estabilização em cada ponto. Baseando-se no tratamento dos dados de desempenho torna-se possível a construção dos gráficos de desempenho e a análise dos resultados obtidos.

##### **4.8.1. Grandezas Determinadas e Medidas nos Ensaio Dinamométricos**

Para cada ensaio dinamométrico, os parâmetros determinados e/ou medidos são:

- Velocidade Angular (rotação);
- Torque;
- Temperatura do Ar de Admissão;
- Temperatura de Saída da Água de Arrefecimento;
- Temperatura do Catalisador;
- Temperatura de Bulbo Úmido do Ar;
- Temperatura de Bulbo Seco do Ar;
- Temperatura de saída do Óleo;
- Pressão do Óleo Lubrificante;

- Pressão no Coletor de Admissão;
- Pressão no Filtro de Ar;
- Contra Pressão no Escapamento;
- Fator Lambda;
- Pressão Barométrica;
- Vazão de Combustível;
- Tempo de Injeção;
- Avanço de Ignição;
- Tempo de alimentação do primário da Bobina de Ignição, definido daqui em diante como *DWELL*;
- Fase de Injeção.

## CAPÍTULO 5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos dos testes preliminares realizados com o sistema de pré-câmara, comparando-se estes valores com os obtidos do sistema convencional. Em ambos os casos os testes foram realizados apenas para 10% e 20% de abertura de borboleta e com a central eletrônica experimental. Em todos os casos os testes foram realizados somente para uma configuração de pré-câmara, sendo a configuração utilizada a primeira apresentada na metodologia, na figura 4.7, com o diâmetro de comunicação com a câmara de combustão de 5 mm e o anel extensor de 4mm de espessura. Esta configuração foi escolhida por ser a mais próxima da razão utilizada pela Honda no motor CVCC e apresentar maior simplicidade de construção.

### 5.1. RESULTADOS PARA ABERTURA DE 10% DE BORBOLETA

#### 5.1.1. Torque Corrigido

Apresentam-se aqui os valores já corrigidos pelo fator de correção ABNT. A Figura 5.1 apresenta os resultados de torque obtidos para o motor com o sistema convencional (SC 10%) e para o novo sistema proposto (PC 10%).

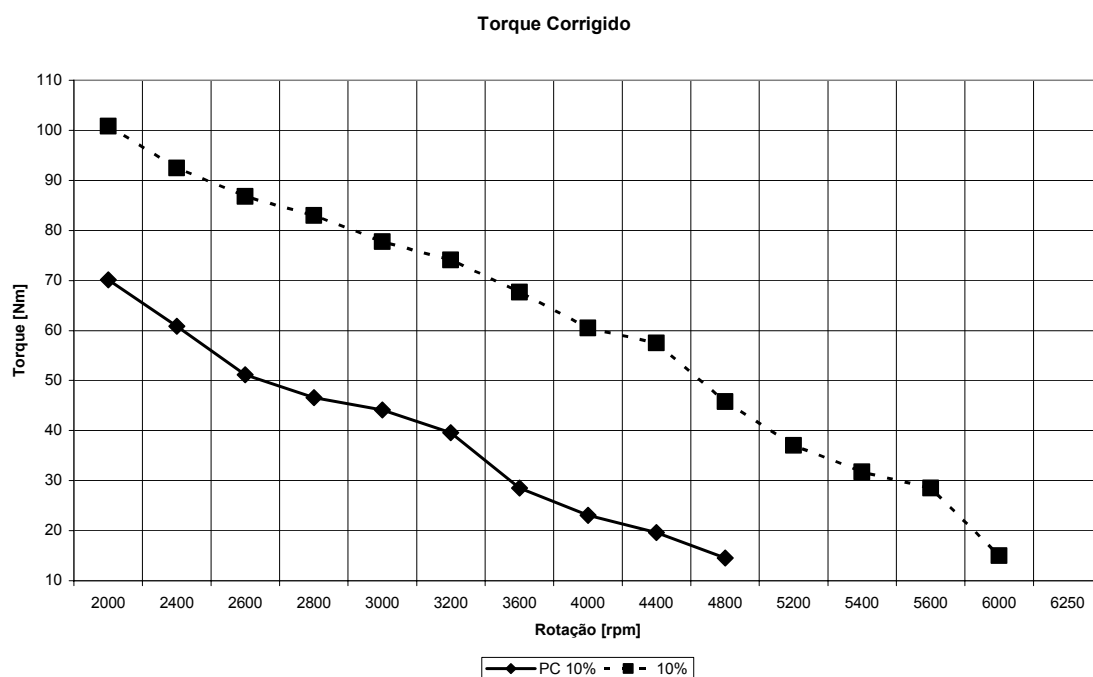


Figura 5.1 – Torque Corrigido ABNT para abertura de borboleta de 10%

Visivelmente menor do que no sistema convencional, o torque obtido com o sistema de lança-chamas não possibilitou ao motor ultrapassar os 4800 rpm, mostrando também instabilidade para valores abaixo de 2000 rpm. Nota-se, no entanto, uma tendência parecida da curva com a do sistema convencional. Os maiores valores de torque foram encontrados a 2000 rpm, sendo de 70,15 Nm para o lança-chamas e 100,85 Nm para o sistema convencional, ou seja, o sistema com lança-chamas, para este regime, atingiu aproximadamente 70% do torque máximo do sistema convencional.

### 5.1.2. Potência Corrigida

A Figura 5.2 mostra o comportamento da potência para a abertura de borboleta de 10%. Os maiores valores de potência foram encontrados a 2400 rpm, para o sistema com lança-chamas e a 4400 rpm para o sistema convencional, sendo estes valores de 15,285 kW e 26,525 kW, respectivamente. Desta forma, o sistema com lança-chamas gerou somente 46% da potência do sistema convencional para este regime.

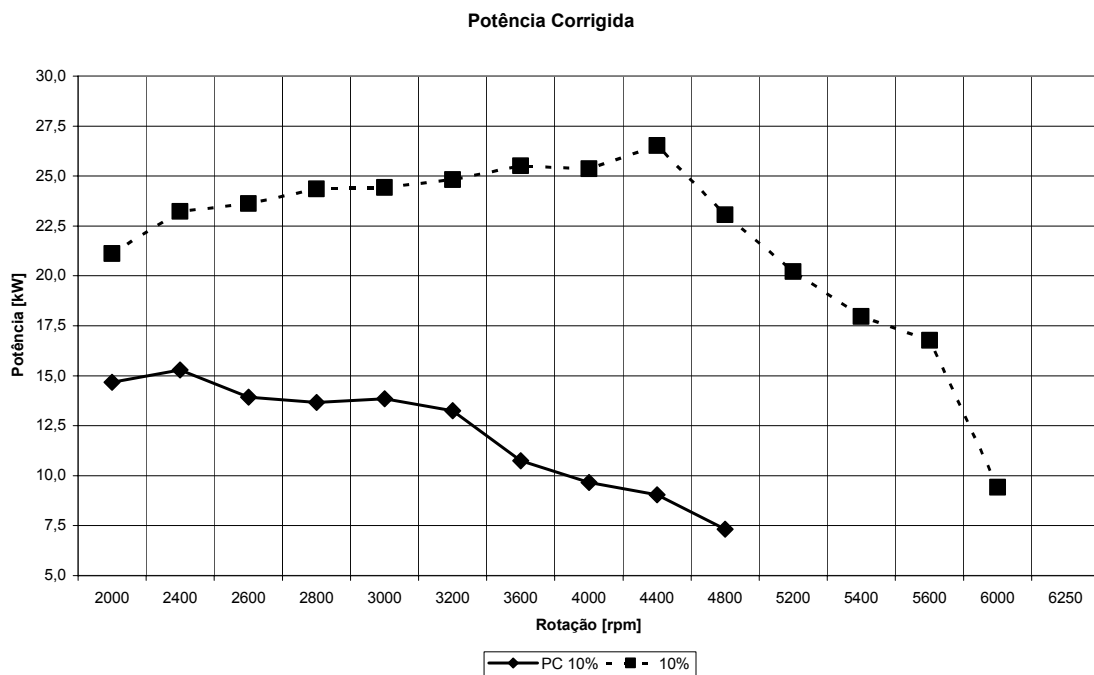


Figura 5.2 – Potência Corrigida ABNT para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.3. Pressão Média Efetiva Corrigida

O comportamento da pressão média efetiva é apresentado na Figura 5.3. A pressão média efetiva apresenta o mesmo comportamento do torque, uma vez que também

representa o trabalho realizado pelo motor. Os valores máximos obtidos para o sistema com lança-chamas e para o sistema convencional são de 486,870 kPa e 700,641 kPa, respectivamente. Neste caso, o sistema com lança-chamas gerou 70% da pressão média efetiva do sistema convencional para este regime.

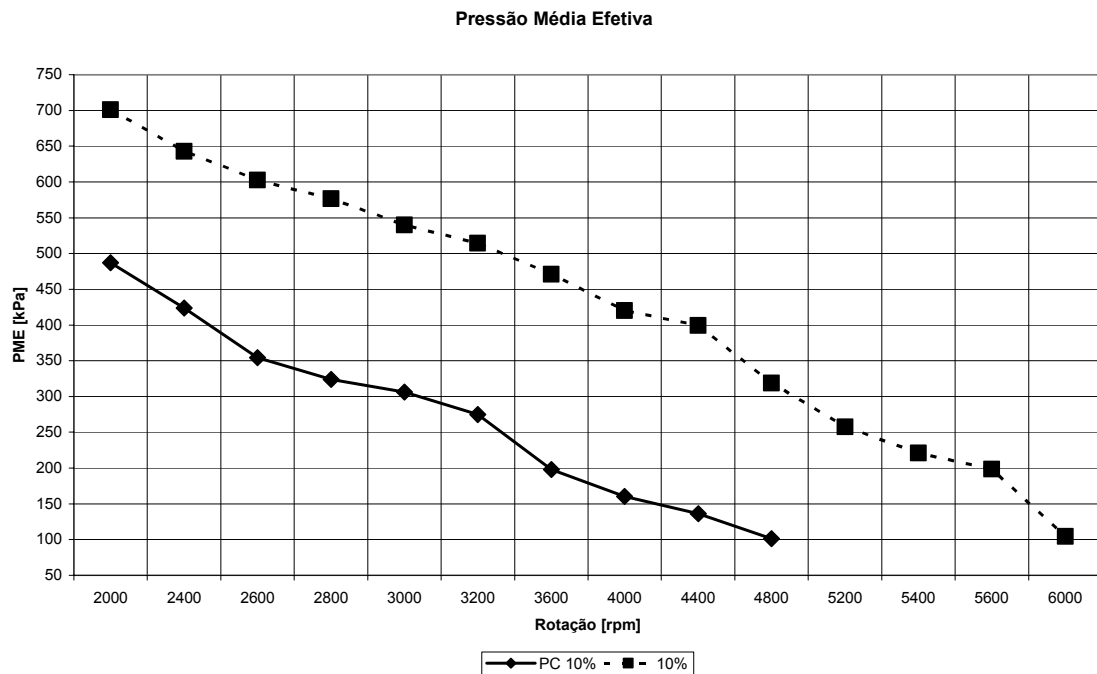


Figura 5.3 – Pressão Média Efetiva para 10% de abertura de borboleta

#### 5.1.4. Consumo Específico

O comportamento do consumo específico para 10% de abertura de borboleta é mostrado na Figura 5.4. O sistema com lança-chamas apresenta um consumo específico maior do que o sistema convencional em toda a faixa de rotação analisada. A diferença entre os valores de consumos específicos foi de 19 a 116%, sendo esta diferença menor para rotações menores e aumentando gradativamente com o aumento de rotação.



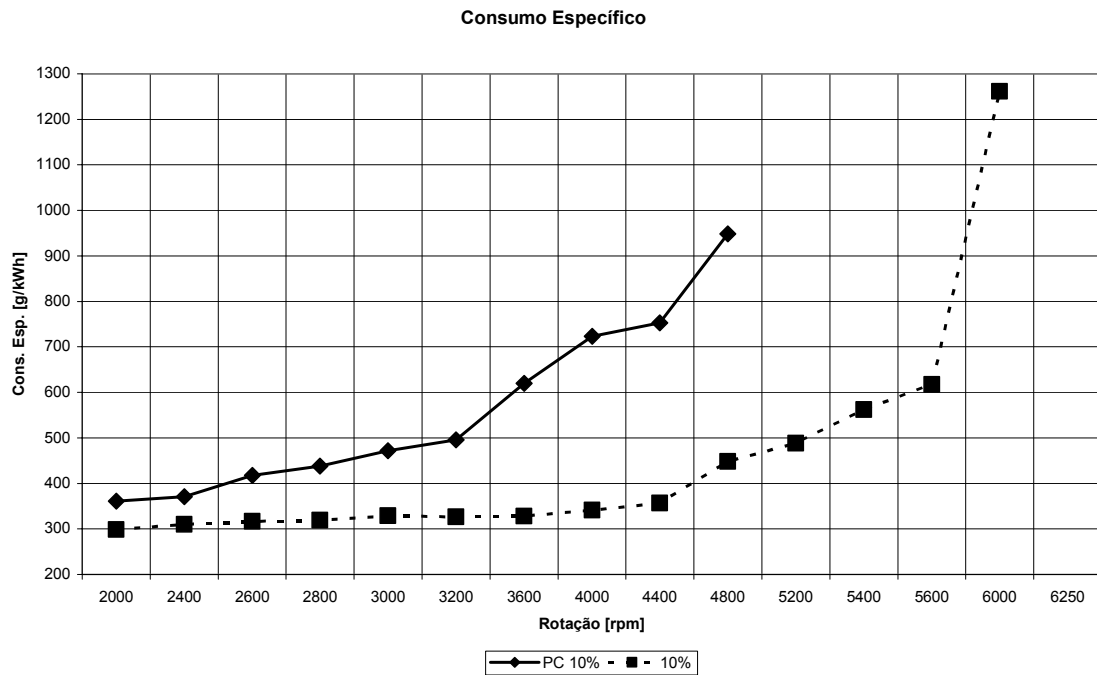


Figura 5.4 – Consumo Específico para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.5. Consumo Efetivo

A Figura 5.5 apresenta o consumo efetivo para os dois sistemas. O sistema com lança-chamas apresenta um consumo bem menor do que no sistema convencional, chegando a diferenças de 32%, a 4800 rpm. Porém, este menor consumo reduziu o torque, o que levou a um aumento do consumo específico. Observa-se também que, apesar dos valores mais baixos, o sistema com lança-chamas apresenta uma tendência semelhante à do sistema convencional até a rotação que foi possível medir.

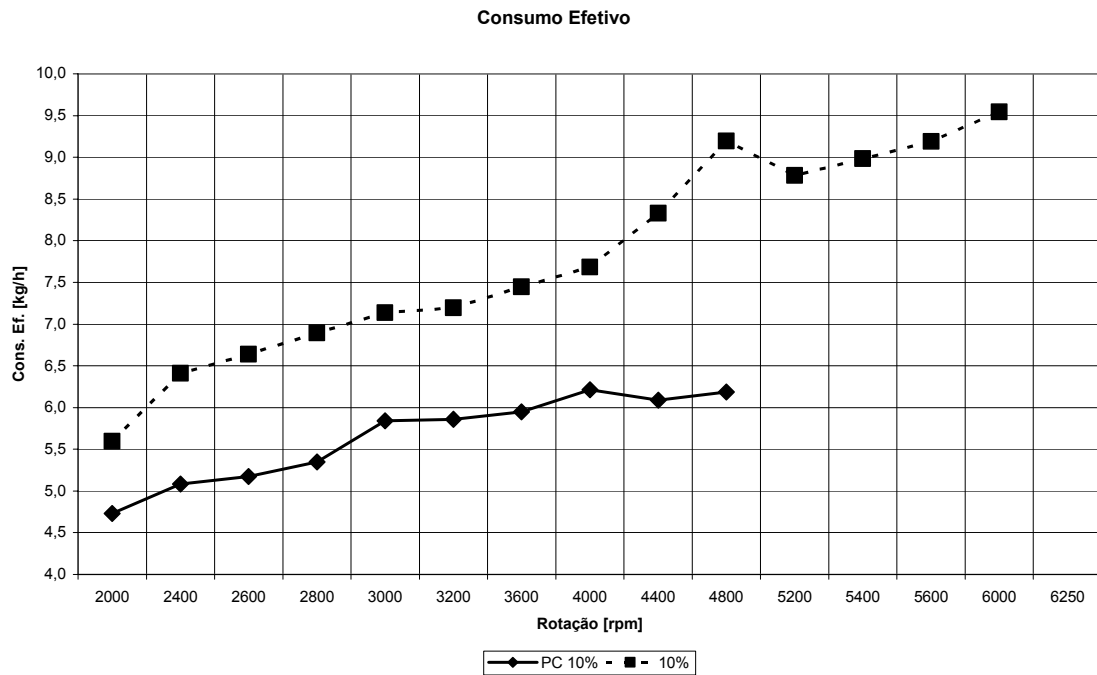


Figura 5.5 – Consumo Efetivo para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.6. Temperatura do Catalisador

Observa-se na Figura 5.6 que o comportamento das temperaturas do catalisador são bem diferentes para as configurações estudadas. Com 10% de abertura de borboleta, o sistema com lança-chamas apresenta um aumento de temperatura no catalisador com o aumento de rotação. Isto pode ocorrer por retenção de gases residuais dentro do corpo da pré-câmara, que resultam em falhas de ignição e/ou diminuição da velocidade de propagação de queima, e conseqüentemente, ao se enriquecer a mistura, esta não queima dentro do cilindro, mas sim dentro do catalisador, elevando a sua temperatura. É necessário a realização de mais testes com a depuração da combustão para efetivar esta comprovação. A 3600 rpm a temperatura passa do limite estabelecido de 940°C, caindo novamente até os 4800 rpm.

Uma sugestão é a retirada do catalisador do sistema, uma vez que não houve análise de emissões neste trabalho.

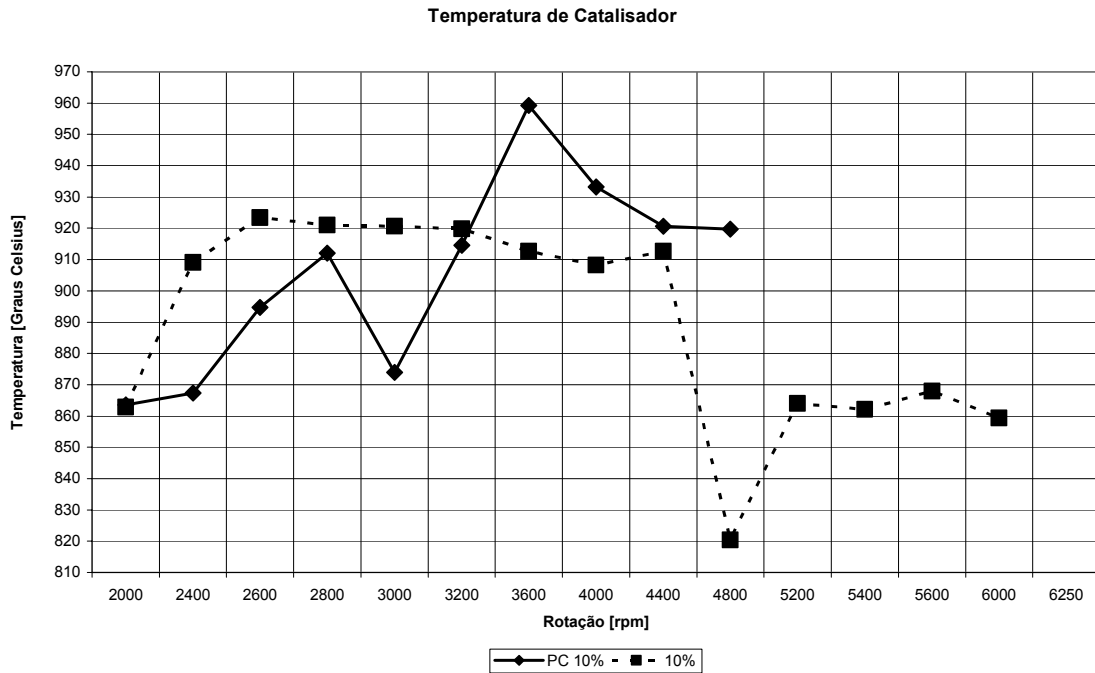


Figura 5.6 – Temperatura do Catalisador para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.7. Pressão no Coletor de Admissão

A Figura 5.7 mostra a Pressão no Coletor de Admissão para 10% de abertura de borboleta. Nesta condição de operação, o sistema com lança-chamas apresenta uma pressão no coletor muito abaixo do motor convencional, resultando em uma admissão de massa de ar em menor quantidade para o sistema proposto. Provavelmente a pequena abertura de borboleta não proporciona um bom enchimento da pré-câmara, dificultando assim a limpeza dos gases residuais, devido à pequena massa de mistura ar/combustível que entra no sistema, acarretando a queda de torque já detectada anteriormente. O sistema com lança-chamas operou com diferenças de pressão de até 62% em relação ao sistema convencional. Mesmo com estas diferenças, o sistema com lança-chamas apresenta uma tendência parecida com o sistema convencional, porém com uma declividade maior a medida que a rotação aumenta.

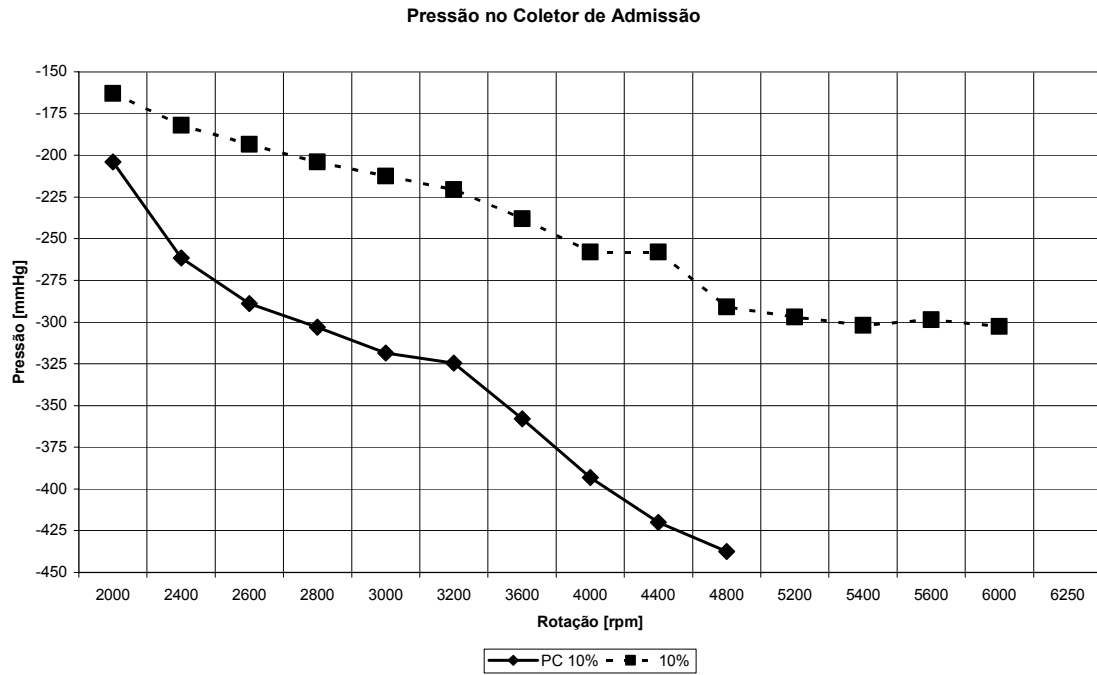


Figura 5.7 – Pressão no Coletor de Admissão para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.8. Contra Pressão no Escapamento

A pressão dos gases dentro do coletor de escape, no volume compreendido antes do catalisador, doravante denominado *contra pressão no escapamento*, é mostrada na Figura 5.8, para os dois sistemas. A tendência do sistema com lança-chamas é a mesma do sistema convencional, porém, com menores valores de pressão. Estes valores mostram que existe uma menor vazão mássica no sistema com lança-chamas para este regime de operação, resultando em baixo rendimento do sistema nestas condições de operação. O sistema com lança-chamas apresenta contra pressões com diferenças de até 41% com relação aos valores encontrados para o sistema convencional.

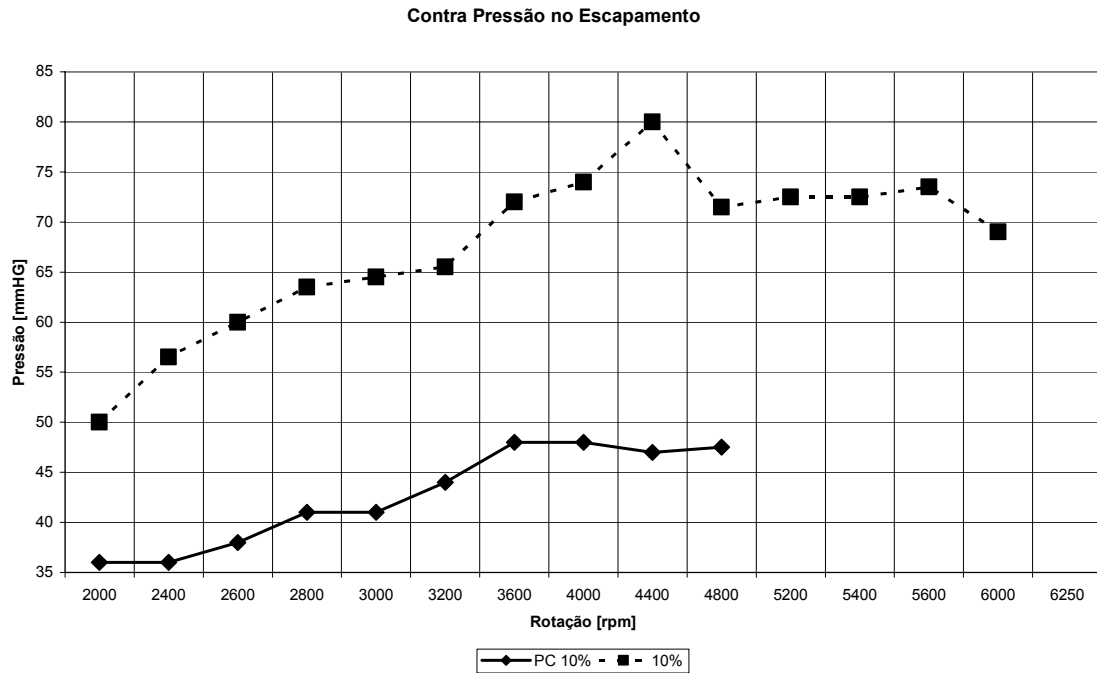


Figura 5.8 – Contra Pressão no Escapamento para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.9. Fator Lambda

O comportamento do fator lambda é mostrado na Figura 5.9. Nesta condição de operação, o sistema com lança-chamas trabalha praticamente na condição estequiométrica na faixa de maior torque e ligeiramente mais rico nas rotações acima. Observa-se que, para manter a estequiometria do sistema com lança-chamas, é necessário preencher um maior volume de câmara de combustão, uma vez que a pré-câmara representa um aumento no volume total da ordem de 7,4%. Sendo assim, quando os dois sistemas trabalham na condição estequiométrica, a tendência do sistema com lança-chamas é utilizar uma maior quantidade de combustível. A maior diferença entre os valores do fator Lambda é da ordem de 9,1%, a 4800 rpm, e 6,2% a 4000 rpm.

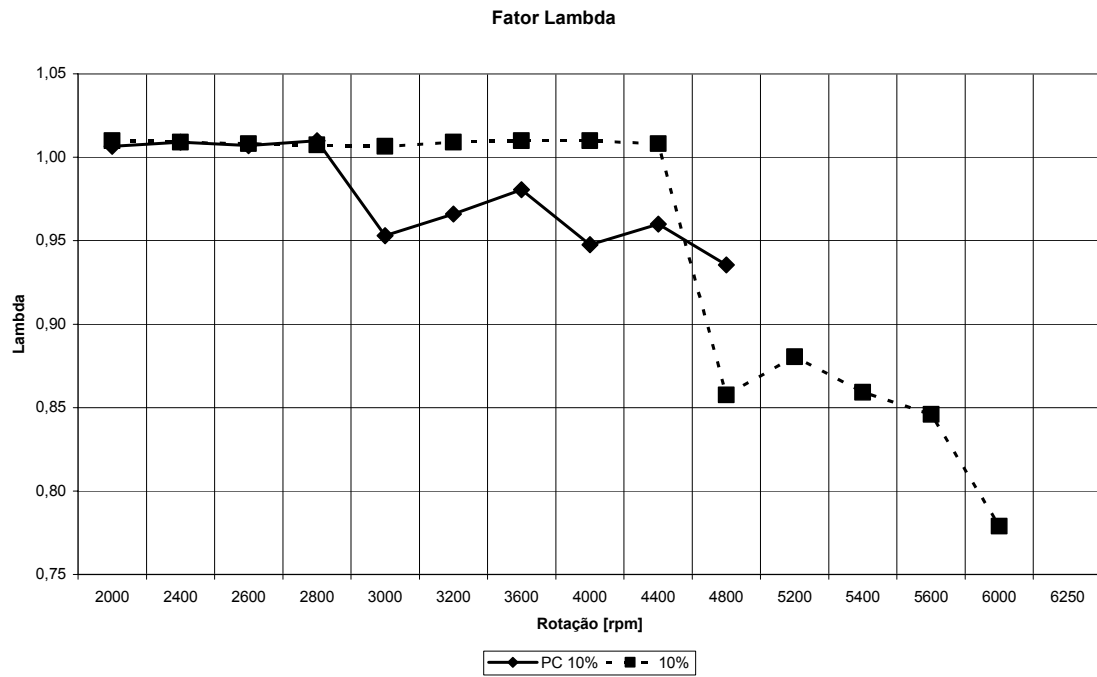


Figura 5.9 – Fator Lambda para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.10. Razão Ar/Combustível

A Figura 5.10 mostra os valores da relação ar/combustível alcançados com os dois sistemas. O seu comportamento reflete o comportamento do fator lambda. As diferenças entre as razões ar/combustível entre os dois sistemas alcança 8,6% e 5,7%, nas rotações de 4800 rpm e 4000 rpm, respectivamente.

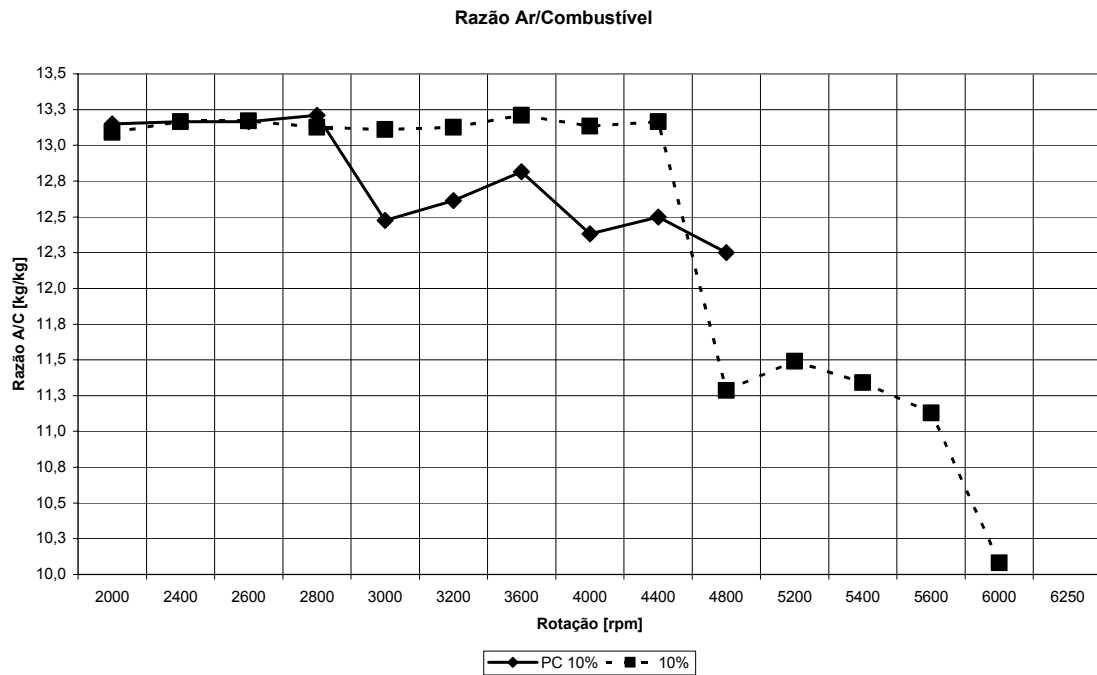


Figura 5.10 – Razão Ar/Combustível para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.11. Avanço de Ignição

Uma característica do sistema com lança-chamas é a sua maior velocidade de queima no tempo de expansão, o que resulta na utilização de menores avanços de ignição. Observa-se na Figura 5.11 que a tendência é muito parecida com a do sistema convencional, porém com valores bem menores de avanço de ignição para o sistema com lança-chamas. Acredita-se que a velocidade de queima é maior devido à maior turbulência na câmara de combustão, ocasionada pelo fluxo de gases em combustão provenientes da pré-câmara, e à maior área da frente de chama dentro do cilindro.

A diferença de avanço entre os sistemas ultrapassa os 50% em vários pontos estudados. Como dito anteriormente, os avanços foram limitados por LDI. Assim, existe a possibilidade da ocorrência de uma redução da velocidade de propagação de queima causada pela incapacidade do sistema de lavar os gases residuais das pré-câmaras neste regime, o que dilue a mistura admitida. Esta redução de velocidade de propagação de queima pode limitar o avanço de ignição e gerar falha de ignição.

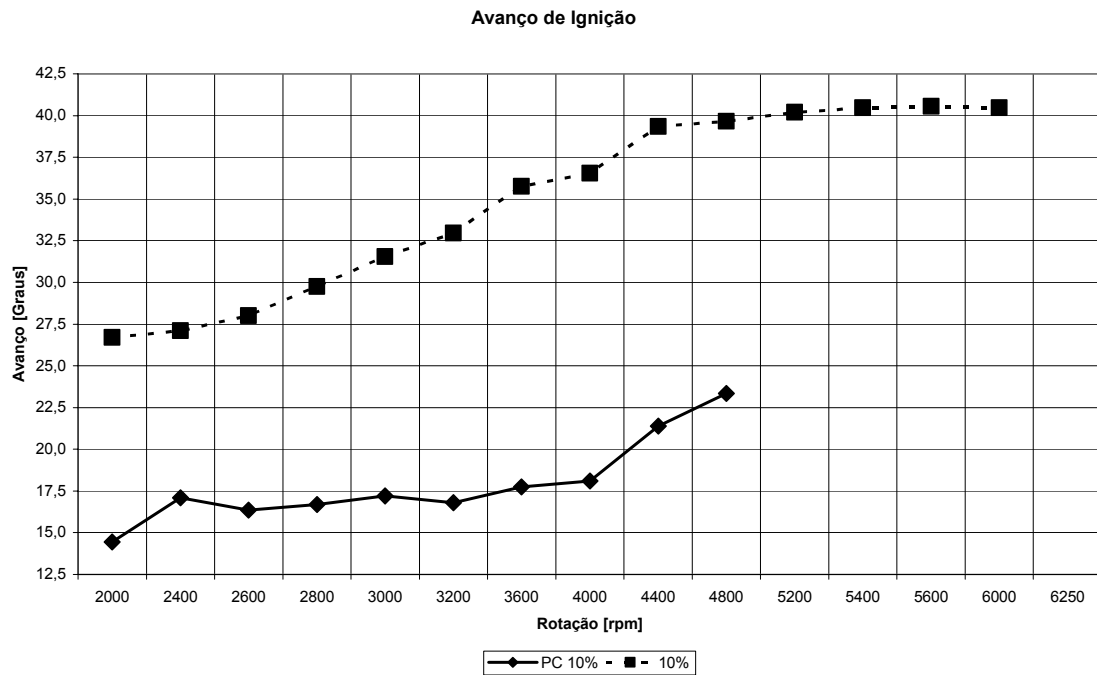


Figura 5.11 – Avanço de Ignição para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.12. Tempo de Injeção

A Figura 5.12 mostra o tempo de injeção para 10% de abertura de borboleta. Assim como no avanço de ignição, as tendências dos tempos de injeção são parecidas entre os dois sistemas. Novamente, os valores com o sistema com lança-chamas são menores do que os valores utilizados no sistema convencional. A diferença de tempo de injeção a 4800 rpm é da ordem de 33%.



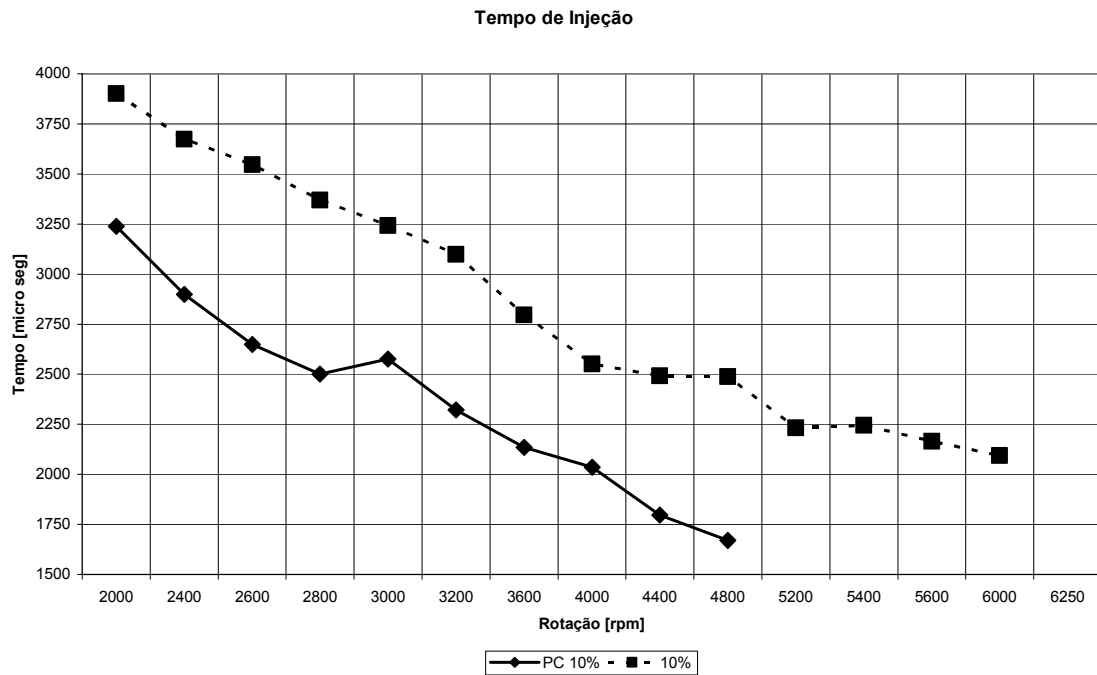


Figura 5.12 – Tempo de Injeção para 10% de abertura de borboleta

### 5.1.13. Considerações finais do sistema com Pré-Câmara com 10% de abertura de borboleta

O sistema com lança-chamas com 10% de abertura de borboleta não apresentou um rendimento satisfatório. Provavelmente isso se deve a uma baixa vazão de mistura dentro do cilindro, o que pode ter acarretado em uma maior dificuldade de limpeza de gases residuais dentro da pré-câmara. Mas, apesar de apresentar um rendimento menor, o sistema não apresentou instabilidades ou comportamento anormal durante os testes realizados para as rotações estudadas.

## **5.2. RESULTADOS PARA ABERTURA DE 20% DE BORBOLETA**

### **5.2.1. Torque Corrigido**

Com 20% de abertura de borboleta já foi possível varrer toda a faixa de rotações com o sistema proposto. A tendência do sistema com lança-chamas é parecida com a do sistema convencional, porém com certa defasagem. A 4000 rpm existe uma queda acentuada no torque, possivelmente devido a fatores de escoamento no coletor de admissão, necessitando de ajustes mais minuciosos.

A Figura 5.13 apresenta o torque para 20% de abertura de borboleta. Pode-se observar que o aumento da abertura da borboleta proporcionou um maior crescimento de torque para o sistema com lança-chamas em relação ao sistema convencional. Pode ser que uma sobrealimentação seja interessante ao sistema com lança-chamas, pois uma provável causa do menor torque registrado é a diminuição da relação volumétrica de compressão, que no sistema convencional é de 10,5:1, enquanto que no sistema com lança-chamas se reduz para aproximadamente 9,8:1. Esta nova situação, apesar de propiciar uma condição melhor para evitar a detonação, apresenta menor rendimento térmico. Um posterior rebaixamento de cabeçote pode ser benéfico para esta configuração. Os valores máximos de torque foram de 122,30 Nm com o sistema com lança-chamas e de 134,55 Nm com o sistema convencional. O sistema com lança-chamas gerou 92% do torque máximo produzido pelo sistema convencional a 2400 rpm. Observa-se que a 5400 rpm, o sistema convencional apresenta uma queda de torque, enquanto que o sistema com lança-chamas mantém uma tendência linear em relação aos pontos próximos, aproximando-se, para esta rotação, do torque do sistema convencional.

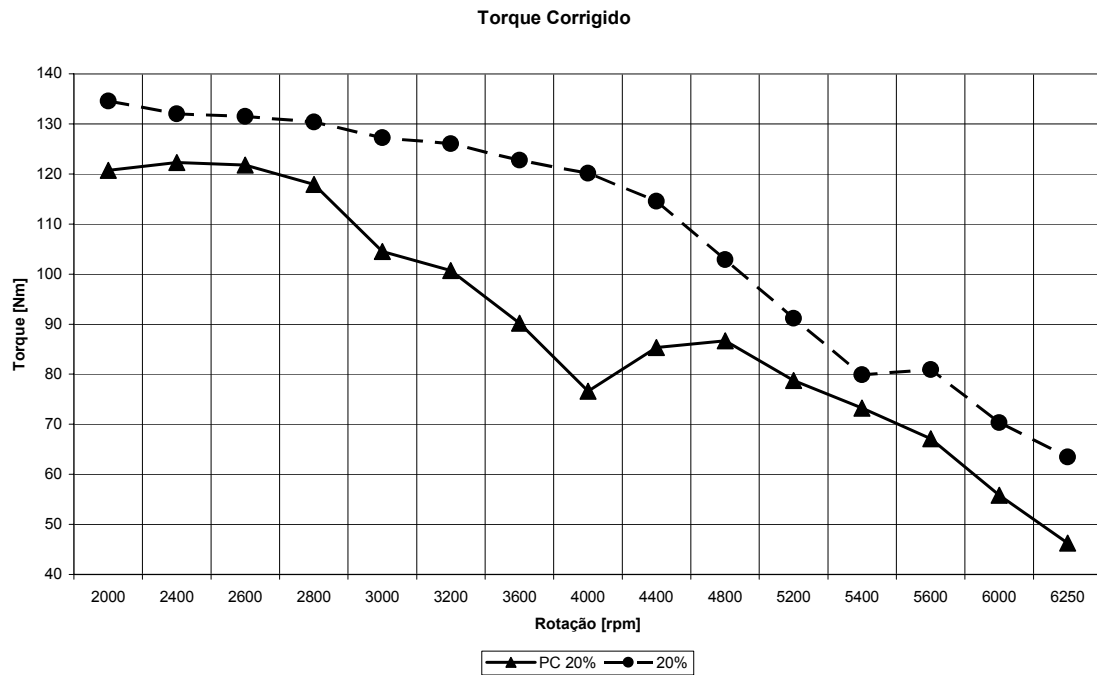


Figura 5.13 – Torque Corrigido para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.2. Potência Corrigida

A Figura 5.14 mostra que a potência é um reflexo do torque originado. Observam-se tendências parecidas, com exceção do regime entre 3000 e 4400 rpm para 20% de abertura de borboleta. O sistema com lança-chamas gerou 84% da potência do sistema convencional a 4800 rpm. Para o sistema convencional o valor máximo da potência é obtido a 4400 rpm. Estes valores máximos são de 43,59 kW e 52,85 kW, respectivamente.

Assim como no torque, o sistema convencional apresenta uma queda na potência, no regime de 5400 rpm, ao contrário do sistema com lança-chamas, que segue uma tendência mais linear nesta região de operação.

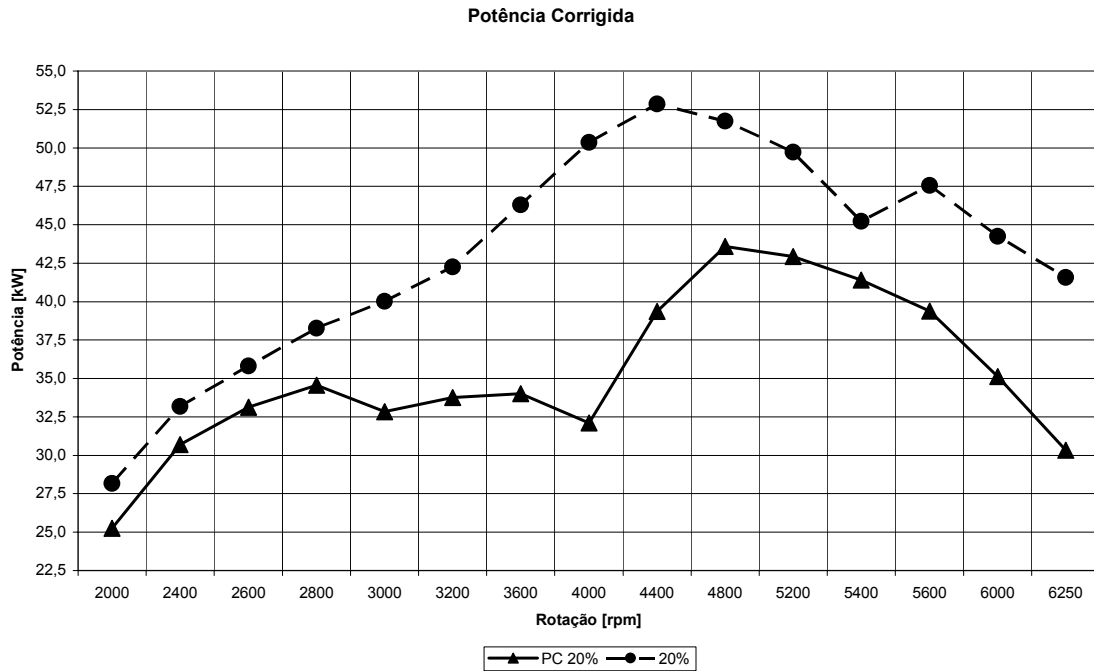


Figura 5.14 – Potência Corrigida para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.3. Pressão Média Efetiva

Assim como no torque, o sistema com lança-chamas gerou 92% da pressão média efetiva do sistema convencional, a 2400 rpm. Os valores máximos são de 850,183 kPa e 936,477 kPa para o sistema com lança-chamas e sistema convencional, respectivamente. Observa-se novamente que o ponto de 5400 rpm, no sistema convencional, apresenta uma queda de rendimento, ao contrário do sistema com lança-chamas.

A Figura 5.15 mostra estes resultados para 20% de abertura de borboleta.

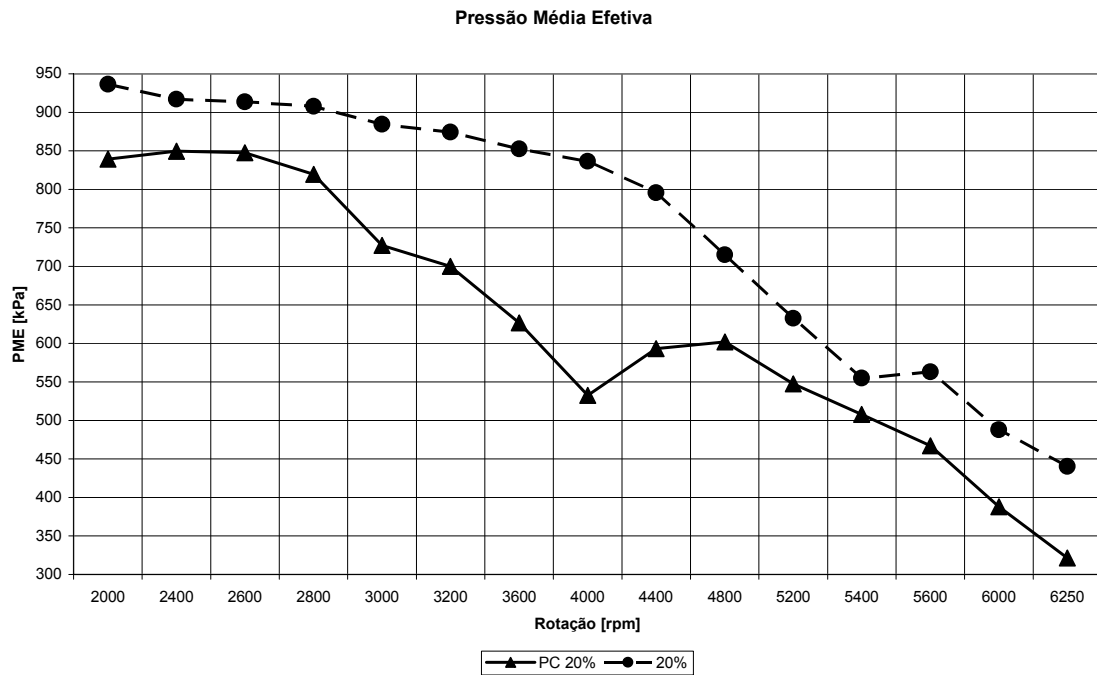


Figura 5.15 – Pressão Média Efetiva para 20% de abertura de borboleta

#### 5.2.4. Consumo Específico

A Figura 5.16 mostra que a tendência do consumo específico com o sistema com lanças-chamas apresenta menor discrepância em relação ao sistema convencional, porém maior, devido ao menor torque gerado. Este efeito pode ser consequência da menor razão volumétrica de compressão, o que ocasiona um menor rendimento térmico do motor. Novamente a idéia de se utilizar a sobrealimentação ou igualar a razão volumétrica de compressão deve ser analisada. A 4000 rpm, o sistema com lanças-chamas apresenta um consumo específico 40% maior do que no sistema convencional. No entanto, como dito anteriormente, este é um ponto onde não se obteve uma boa resposta do motor, devendo ser objeto de uma análise mais profunda.

Observa-se que a 5400 rpm, o sistema com lanças-chamas apresenta um consumo específico bem próximo do sistema convencional.

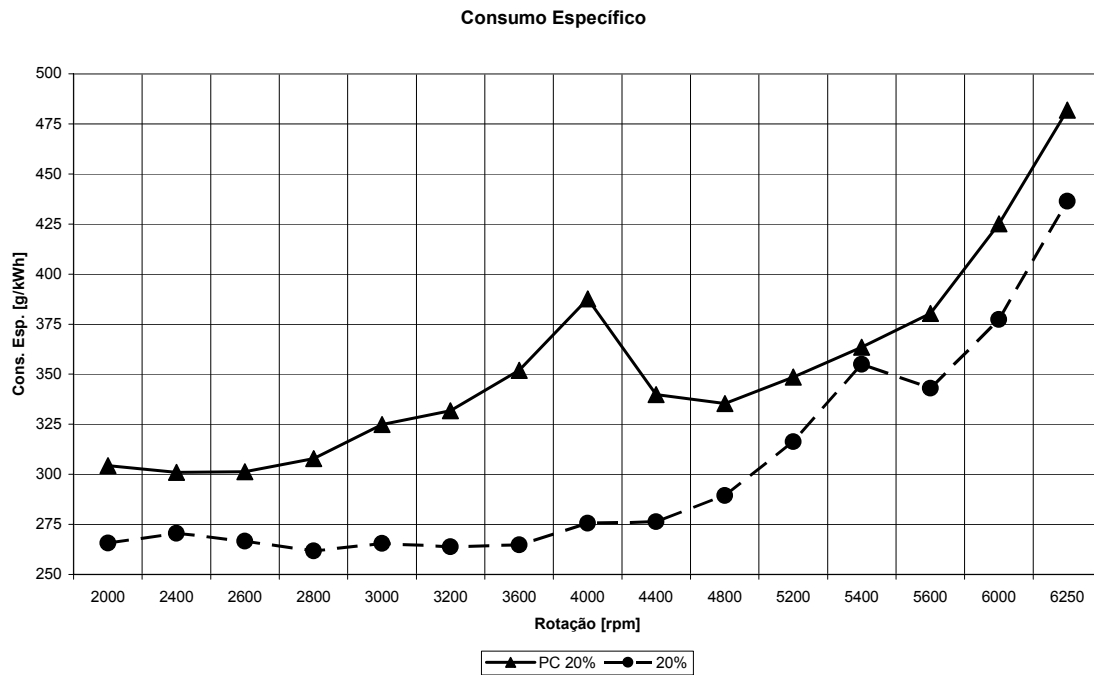


Figura 5.16 – Consumo Específico para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.5. Consumo Efetivo

A Figura 5.17 mostra o consumo efetivo para 20 % de abertura de borboleta. A partir de 3400 rpm, aproximadamente, o sistema com lança-chamas consome menos combustível do que o sistema convencional. Abaixo de 3400 rpm, a tendência é próxima à do sistema convencional, porém com valores ainda maiores. Estes valores são maiores por necessidade de, na estequiometria, o sistema com lança-chamas preencher um maior volume de câmara de combustão, necessitando assim de mais combustível. O sistema com lança-chamas alcança um aumento da ordem de 6,3 % de consumo efetivo nas baixas rotações. Para altas rotações esta situação se inverte, atingindo reduções de até 18 % de combustível com o sistema com lança-chamas.

Observa-se o ponto de 5400 rpm, onde os dois sistemas apresentam valores com pequena diferença entre si, onde o sistema com lança-chamas apresenta uma melhor condição de operação.

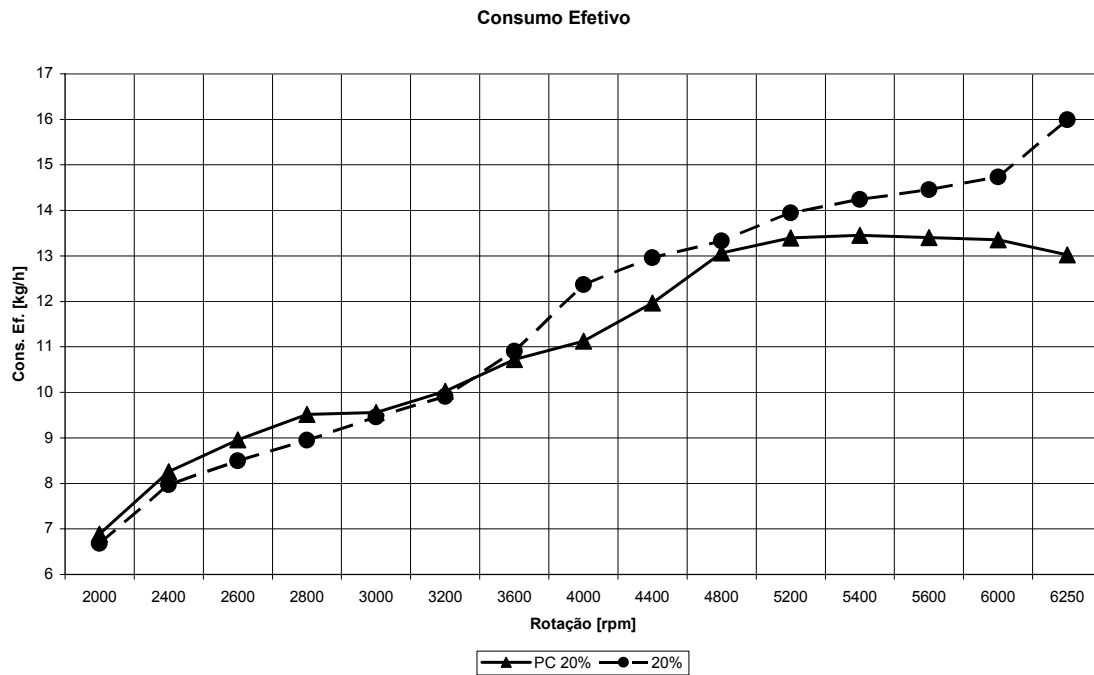


Figura 5.17 – Consumo Efetivo para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.6. Temperatura do Catalisador

Observa-se a partir da Figura 5.18 que a tendência das temperaturas do catalisador são bem diferentes. Para 20% de abertura de borboleta, os dois sistemas alternam temperaturas, mas sempre dentro do limite de 940°C, temperatura limite para a manutenção do catalisador. No entanto, nas regiões de maior torque e maior potência, o sistema com lança-chamas apresenta menores temperaturas em relação ao sistema convencional. Na região de torque máximo, os dois sistemas operam na condição estequiométrica. Nas condições de maior potência, o sistema com lança-chamas operou com mistura pobre, contrária à tendência do sistema convencional, que tende a trabalhar com misturas cada vez mais ricas para preservar o catalisador. Este foi um comportamento interessante do sistema com lança-chamas. À medida que se aumenta a rotação com este sistema, a tendência é o empobrecimento da mistura. Durante a calibração, constatou-se que, ao se enriquecer a mistura nestes regimes, mesmo que tendendo à estequiometria, a temperatura do catalisador aumentava rapidamente.

Existe a possibilidade de o sistema com lança-chamas não conseguir trabalhar com misturas ricas ou estequiométricas em altos regimes de rotação por uma lavagem deficitária dos gases residuais dentro das pré-câmaras. Assim, a câmara de combustão retém a mistura rica, enquanto a pré-câmara fica preenchida com os gases residuais. No

entanto, a retenção de gases residuais dentro da pré-câmara pode funcionar como um IEGR, reduzindo a emissão de NOx.

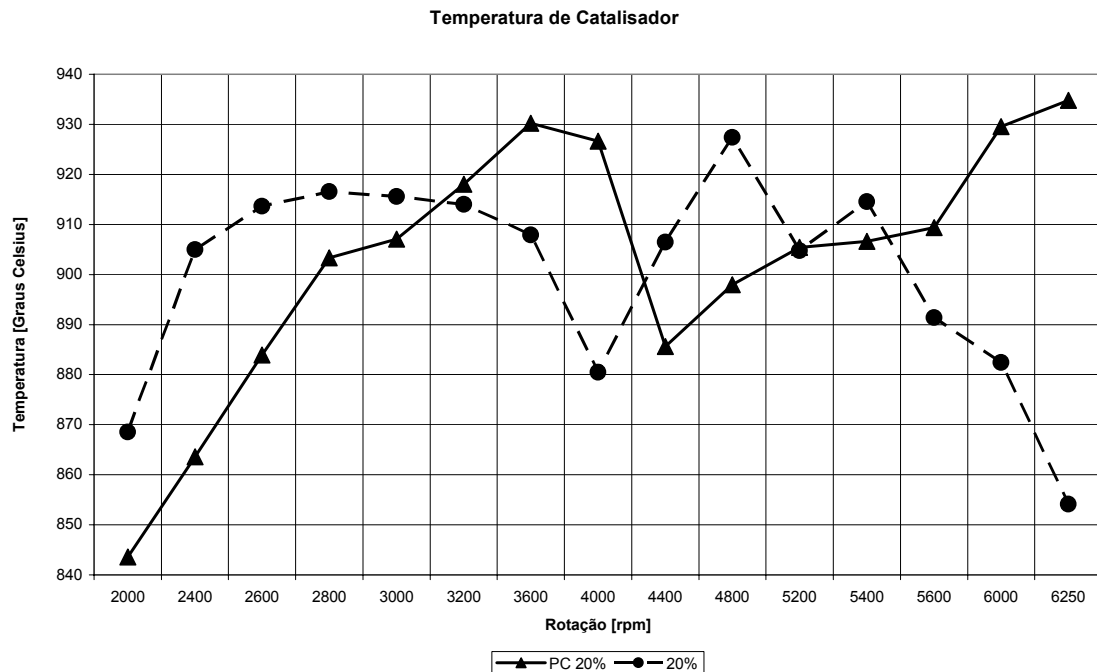


Figura 5.18 – Temperatura do Catalisador para 20 % de abertura de borboleta

### 5.2.7. Pressão no Coletor de Admissão

A Figura 5.19 mostra que, ao contrário do que acontecia na condição de 10 % de abertura de borboleta, para 20 % de abertura a pressão no coletor de admissão é maior do que no sistema convencional, para todas as rotações. Isso implica em um maior enchimento da câmara de combustão e talvez da pré-câmara, proporcionando uma melhor limpeza dos gases residuais da pré-câmara, levando a um maior rendimento. Observa-se ainda que para a rotação de 1600 rpm a pressão chega a quase zero, valor a partir do qual se “simula” uma sobrealimentação do sistema. Este efeito pode ser resultado do ressonador utilizado no coletor de admissão, que, aliado ao sistema com lança-chamas, mostrou-se interessante. Mais uma vez, a idéia de sobrealimentação no sistema se mostra aplicável e potencial. O sistema com lança-chamas apresentou ganhos de até 73% na pressão no coletor, a 2000 rpm.



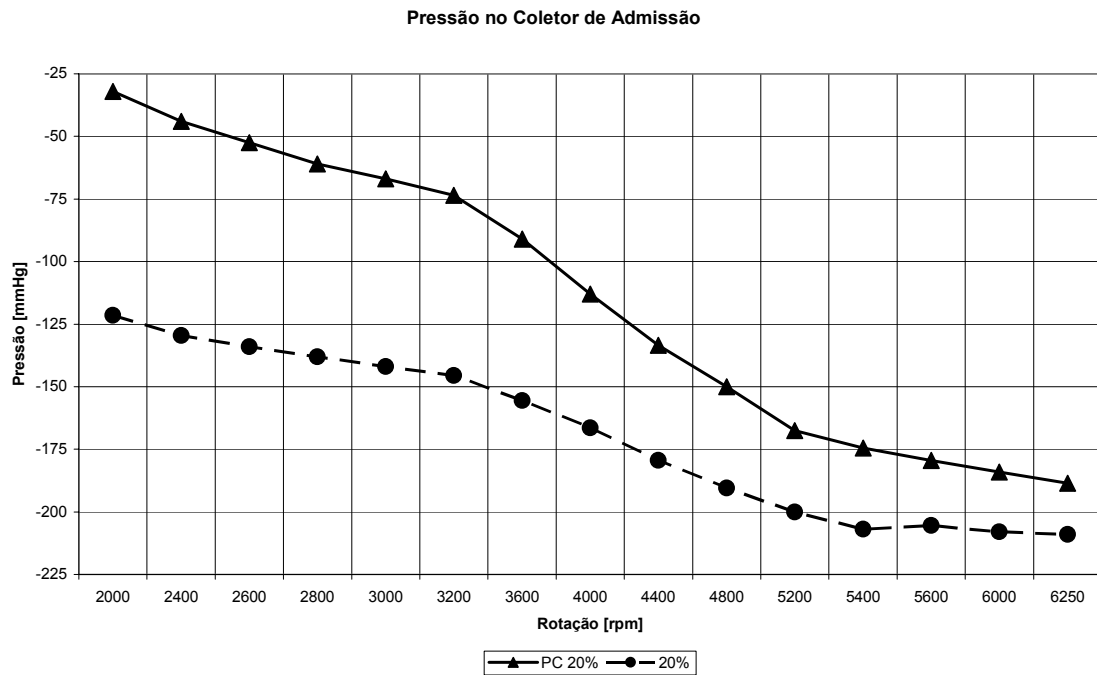


Figura 5.19 – Pressão no Coletor de Admissão para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.8. Contra Pressão no Escapamento

A Figura 5.20 mostra o comportamento da contrapressão no escapamento para 20% de abertura da borboleta. As contrapressões do sistema com lança-chamas foram maiores em todo o regime de operação, quando comparado com o sistema convencional, mesmo que por uma margem pequena de ganho. Na região de torque máximo, as duas curvas se aproximam bastante. Isto significa que houve um aumento de fluxo de gases no escape, provavelmente resultado de trabalhar com misturas mais pobres. É importante ressaltar que o sistema com lança-chamas possui uma razão volumétrica de compressão menor e um maior volume de câmara de combustão, o que leva a uma perda de rendimento. Mesmo assim, a contrapressão apresentou um resultado melhor do que o do sistema convencional.

As misturas mais pobres ocasionam um aumento da contrapressão na descarga, visto que este aumento é mais significativo nos regimes de alta rotação, nos quais o sistema com lança-chamas opera com misturas pobres. A partir deste resultado, pode-se dizer que a queima de combustível foi mais eficiente do que no sistema convencional, mesmo que o sistema convencional ainda possua uma eficiência global superior. Uma opção interessante a ser utilizada é um coletor de escape e um sistema de escapamento mais aberto, de forma a restringir menos o fluxo dos gases de escape do motor com sistema

com lança-chamas e proporcionando uma limpeza dos gases residuais maior, através do melhor aproveitamento do cruzamento de válvulas. Existem hoje catalisadores que operam em temperaturas mais altas, de até 1200°C, oferecendo uma opção interessante para se avaliar os limites que o sistema com lança-chamas pode alcançar.

A diferença de pressões entre os dois sistemas é de 18% a 5400 rpm. A 4800 rpm, esta diferença é de 4,3%.

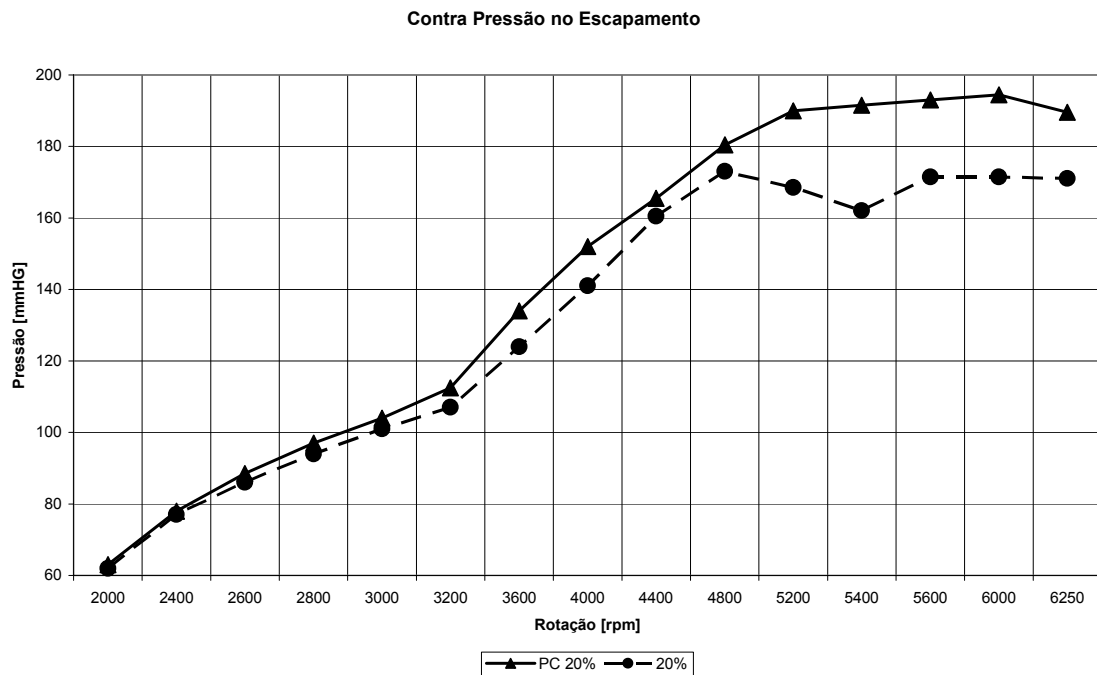


Figura 5.20 – Contra Pressão no Escapamento para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.9. Fator Lambda

A Figura 5.21 apresenta o comportamento do fator lambda para os dois sistemas com 20% de abertura de borboleta. Nestas condições pode-se observar o verdadeiro comportamento do sistema com lança-chamas. Nota-se que a partir de 2800 rpm a mistura é pobre até o final da rotação. Após a faixa de torque máximo, onde se trabalhou com mistura estequiométrica, a tendência do sistema com lança-chamas é trabalhar com mistura pobre, provavelmente devido à turbulência causada pelas pré-câmaras e conseqüentemente uma otimização da queima de combustível, ao contrário do sistema convencional que precisa enriquecer a mistura para que o combustível retire calor através do calor latente. O fator Lambda no sistema com lança-chamas alcançou um valor de 1,17 a 4000 rpm, sem falhas de ignição. Porém, um excesso de turbulência pode resultar em um coeficiente convectivo muito alto, de forma que o sistema tenderia

a transferir calor para fora, e, com isso, superaquecendo todo o sistema, podendo ocorrer danos aos componentes, principalmente à pré-câmara, que tende a funcionar como uma aleta da câmara de combustão, por ter seu corpo projetado para fora do cabeçote. Essa transferência de calor elevada pode reduzir drasticamente a eficiência térmica do motor. O sistema com lança-chamas pode trabalhar com misturas mais pobres, porém, existe um limite, que é a redução de torque e, para misturas ainda mais pobres, um aumento na temperatura do catalisador. Existe uma “faixa ótima” de operação do fator Lambda para o sistema, que fica acima ou pobre em relação à mistura estequiométrica. Como dito anteriormente, uma solução que pode se aplicar ao sistema com lança-chamas é a utilização de catalisadores especiais, que trabalham em temperaturas de até 1200°C. Estes apresentam custos viáveis, e podem ser facilmente adaptados ao sistema, proporcionando um maior limite de empobrecimento de mistura a fim de se determinar a capacidade de utilizar misturas ainda mais pobres sem falhas de ignição.

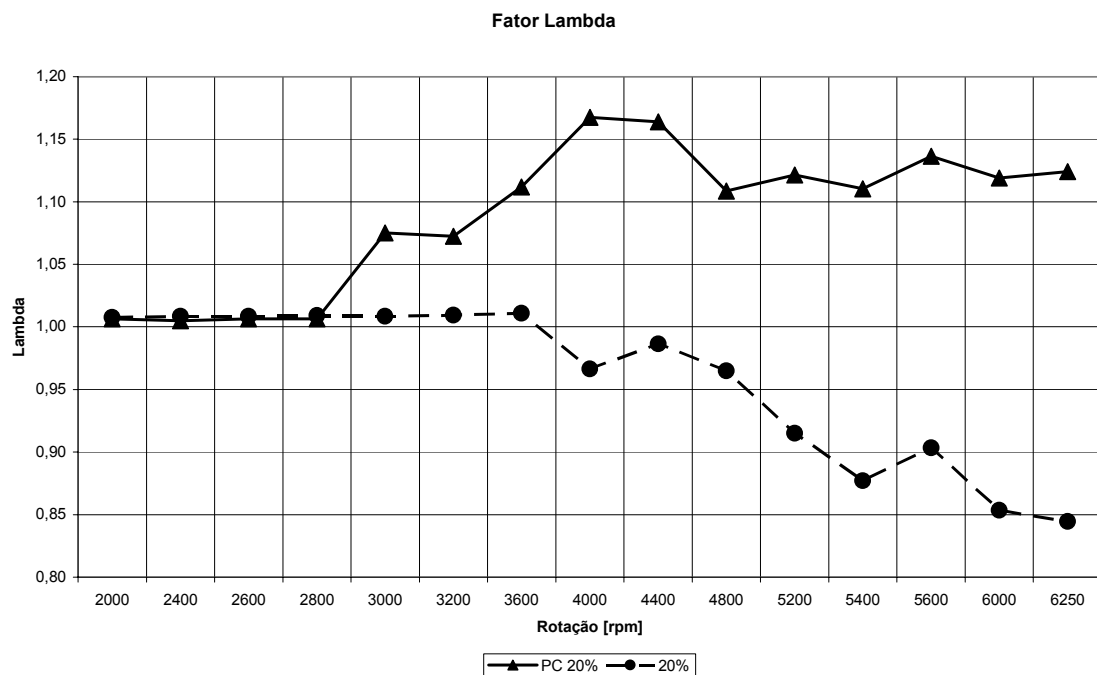


Figura 5.21 – Fator Lambda para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.10. Razão Ar/Combustível

Apresenta-se a Figura 5.22 com o intuito de mostrar os valores da relação ar/combustível alcançados com o sistema com lança-chamas, atingindo valores

superiores a 15,0:1. A diferença máxima entre a relação ar/combustível para os dois sistemas é da ordem de 33% a 6250rpm.

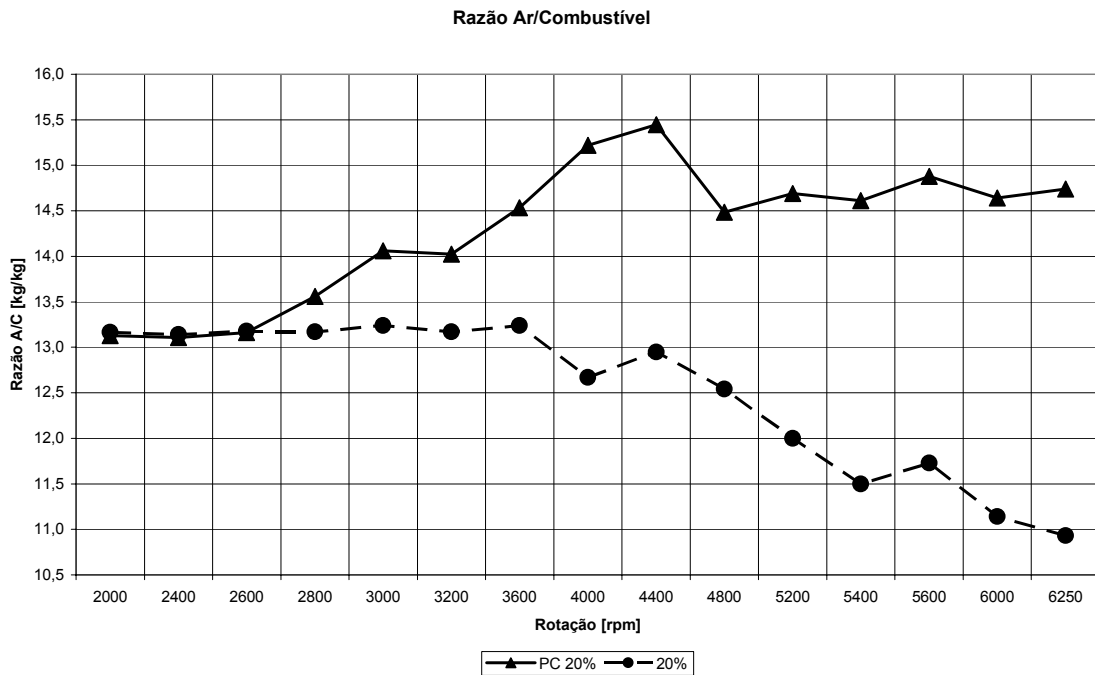


Figura 5.22 – Razão Ar/Combustível para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.11. Avanço de Ignição

Outra característica do sistema com lança-chamas é a sua maior velocidade de queima, o que resulta na utilização de menores avanços de ignição. Da Figura 5.23 observa-se que a tendência das curvas é muito parecida, porém com valores de avanço de ignição que giram em torno da metade dos valores utilizados no sistema convencional. A velocidade de queima é maior devido à maior turbulência na câmara de combustão durante a queima, ocasionada pelo fluxo de gases em combustão, provenientes da pré-câmara e a maior área da frente de chama dentro do cilindro. Novamente é válido dizer que os avanços foram limitados pelo LDI, devido ao fato que este foi encontrado antes do MBT, o que limita a eficiência térmica do motor. Seria interessante a medição da pressão dentro do cilindro, possível através de velas com transdutores de pressão para se depurar a combustão utilizando o sistema com lança-chamas, de forma a poder identificar melhor o andamento da combustão em cada condição de operação do motor e suas limitações.

Os avanços de ignição do sistema com lança-chamas são aproximadamente 40% mais baixos que no sistema convencional.

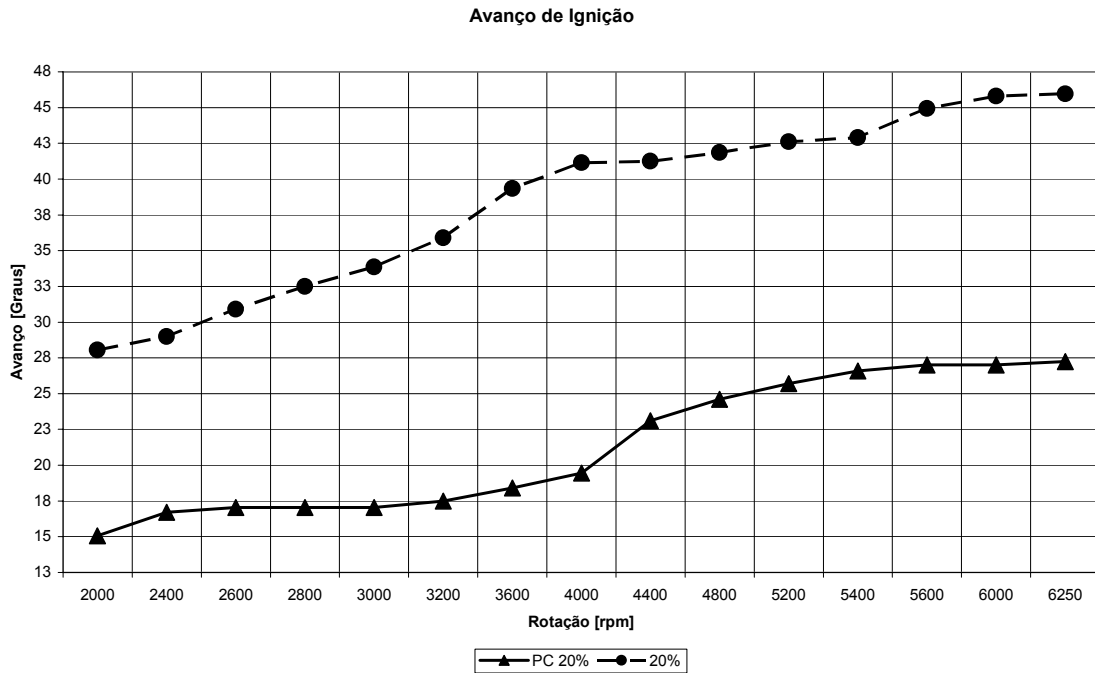


Figura 5.23 – Avanço de Ignição para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.12. Tempo de Injeção

Nota-se na Figura 5.24 que as tendências dos tempos de injeção são parecidas entre os dois sistemas. Da mesma forma que no caso anterior, os valores do sistema com lanças-chamas são menores do que os valores utilizados no sistema convencional. Somente na região de torque máximo o sistema com lanças-chamas ultrapassa o tempo de injeção do sistema convencional, trabalhando na estequiometria, mas, como já dito anteriormente, isso é consequência de um maior volume de câmara de combustão a ser preenchido com a pré-câmara, levando a um aumento da quantidade de combustível para manter o sistema estequiométrico. Os tempos de injeção diferem de até 19% a 6250 rpm. A 2000 rpm, a situação se inverte, e a diferença é de 6,3%.

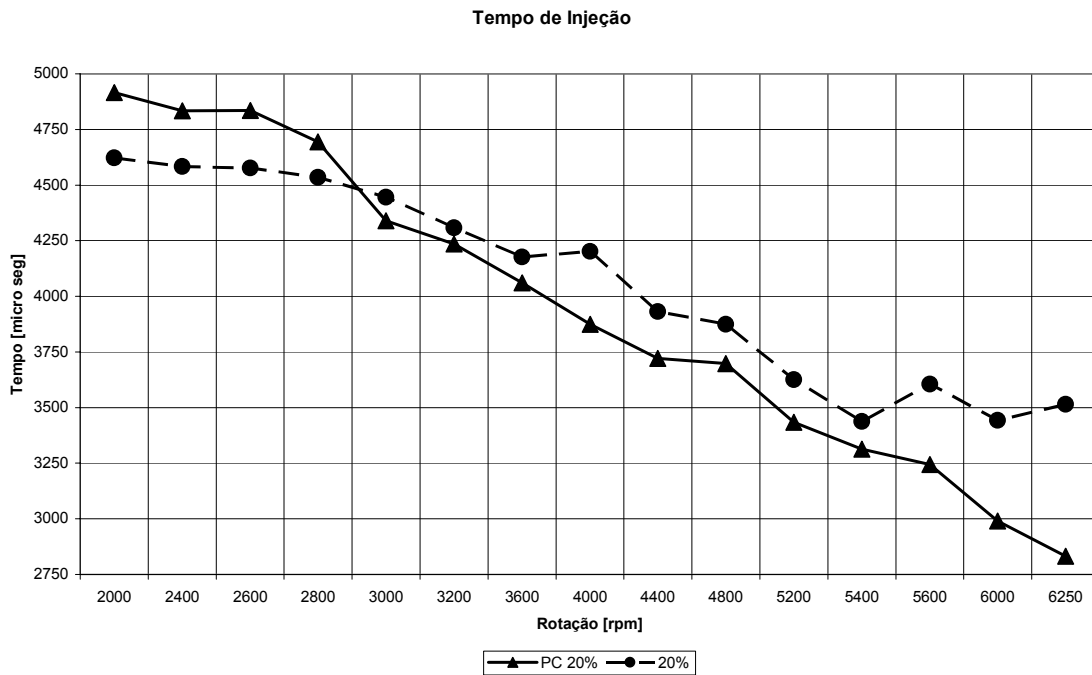


Figura 5.24 – Tempo de Injeção para 20% de abertura de borboleta

### 5.2.13. Considerações do sistema com Pré-Câmara com 20% de abertura de borboleta

Pode-se observar pelos resultados obtidos que o sistema de pré-câmara apresentou um ganho considerável em relação ao regime anterior de 10% de abertura de borboleta. Com 20% de abertura, pode-se observar o verdadeiro comportamento da pré-câmara, que é basicamente trabalhar com misturas pobres, além de avanços de ignição e tempos de injeção menores do que no sistema convencional. É interessante também a relação inversa que o sistema apresenta em regimes mais altos de rotação, onde se deve empobrecer a mistura para manter uma temperatura aceitável do catalisador, ao contrário do sistema convencional, onde se enriquece a mistura.

Como citado anteriormente, o avanço foi limitado pelo LDI, e seria interessante depurar a combustão dentro do cilindro a fim de se entender melhor o que está ocorrendo durante a combustão. Seria interessante também a utilização de catalisadores que trabalhem com maiores temperaturas, a fim de se determinar o limite de empobrecimento da mistura em relação ao torque sem que ocorram falhas na ignição.

### 5.3. ANÁLISE DOS RESULTADOS PARA AS DUAS CONDIÇÕES DE ABERTURA DE BORBOLETA.

#### 5.3.1. Torque Corrigido

A Figura 5.25 mostra o comportamento do torque para as condições de 10% e 20% de abertura de borboleta para o sistema com lança-chamas e o sistema convencional. Ao analisar o conjunto, observa-se que o sistema com lança-chamas não obteve bons resultados de torque com pequena abertura de borboleta. Ao aumentar a abertura de borboleta, o sistema ganha força e tende a se aproximar do sistema convencional, provavelmente devido ao maior fluxo de mistura dentro do cilindro, o que deve proporcionar uma melhor limpeza dos gases residuais de dentro da pré-câmara, e também um melhor aproveitamento da turbulência causada pela pré-câmara.

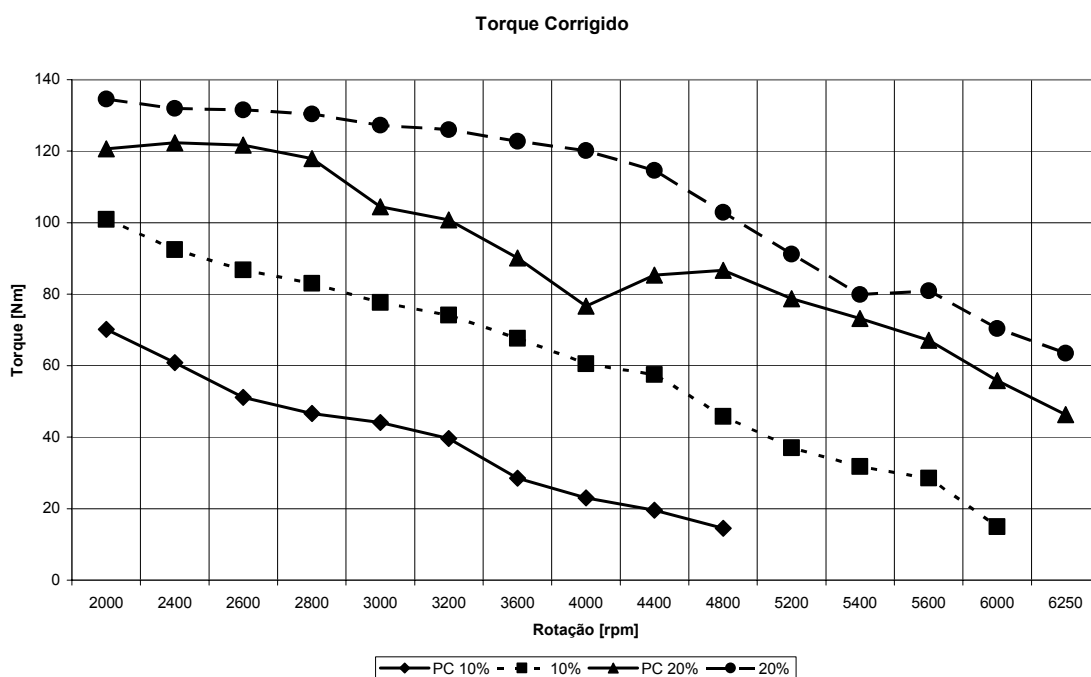


Figura 5.25 – Torque Corrigido para as duas aberturas de borboleta

#### 5.3.2. Potência Corrigida ABNT

A Figura 5.26 mostra os resultados para a potência. Os resultados seguem o mesmo comportamento do torque.

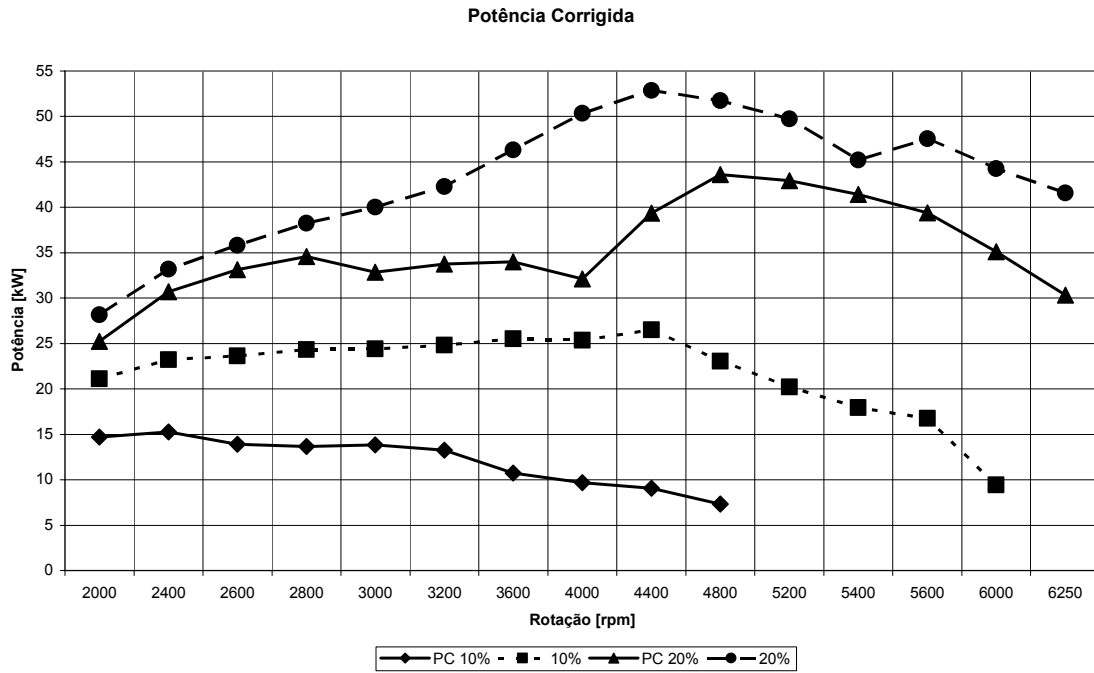


Figura 5.26 – Potência Corrigida para as duas aberturas de borboleta

### 5.3.3. Pressão Média Efetiva

A pressão média efetiva é mostrada na Figura 5.27 e o seu comportamento é o mesmo descrito para o torque e potência.

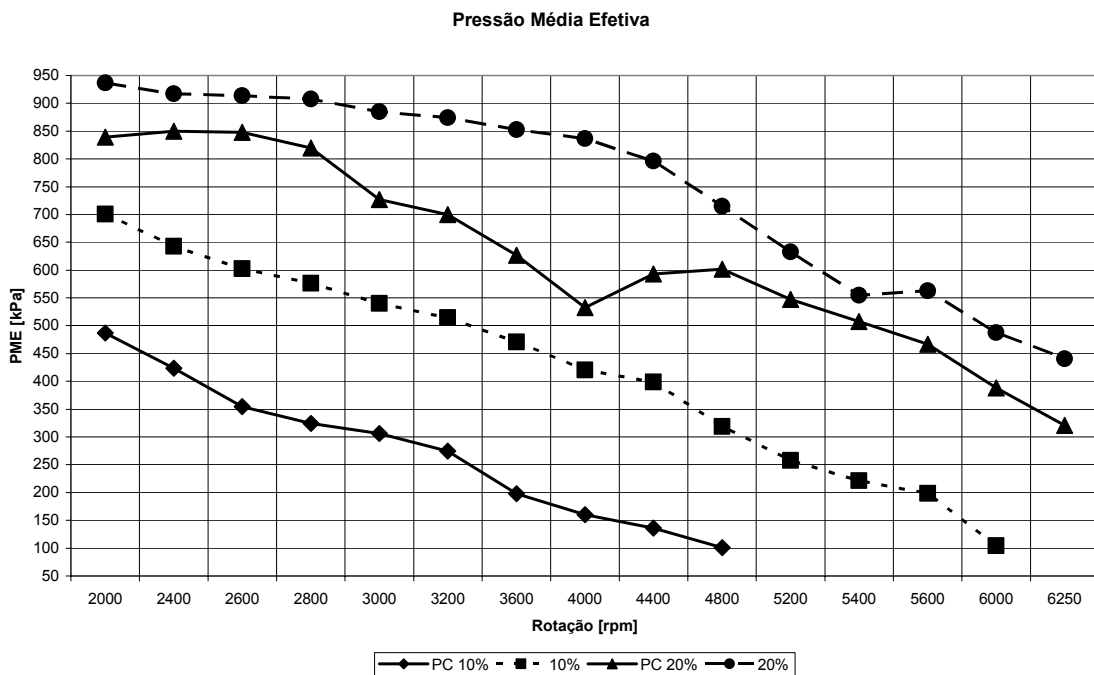


Figura 5.27 – Pressão Média Efetiva para as duas aberturas de borboleta



### 5.3.4. Consumo Específico

A Figura 5.28 apresenta os resultados para o consumo específico. De uma forma geral pode-se observar que o sistema com lança-chamas apresenta valores maiores de consumo específico em relação ao sistema convencional pelo fato de se produzir um menor torque, fato ligado à menor razão volumétrica de compressão do motor e, conseqüentemente, a um menor rendimento térmico. Se a razão volumétrica de compressão fosse a mesma, provavelmente os valores poderiam ser iguais ou até mesmo inferiores aos valores do sistema convencional. Nota-se claramente que ao se aumentar a abertura da borboleta do sistema com lança-chamas os consumos específicos se aproximam dos consumos específicos do motor convencional. No entanto, mais testes com aberturas maiores de borboleta são necessários para consolidar esta tendência.

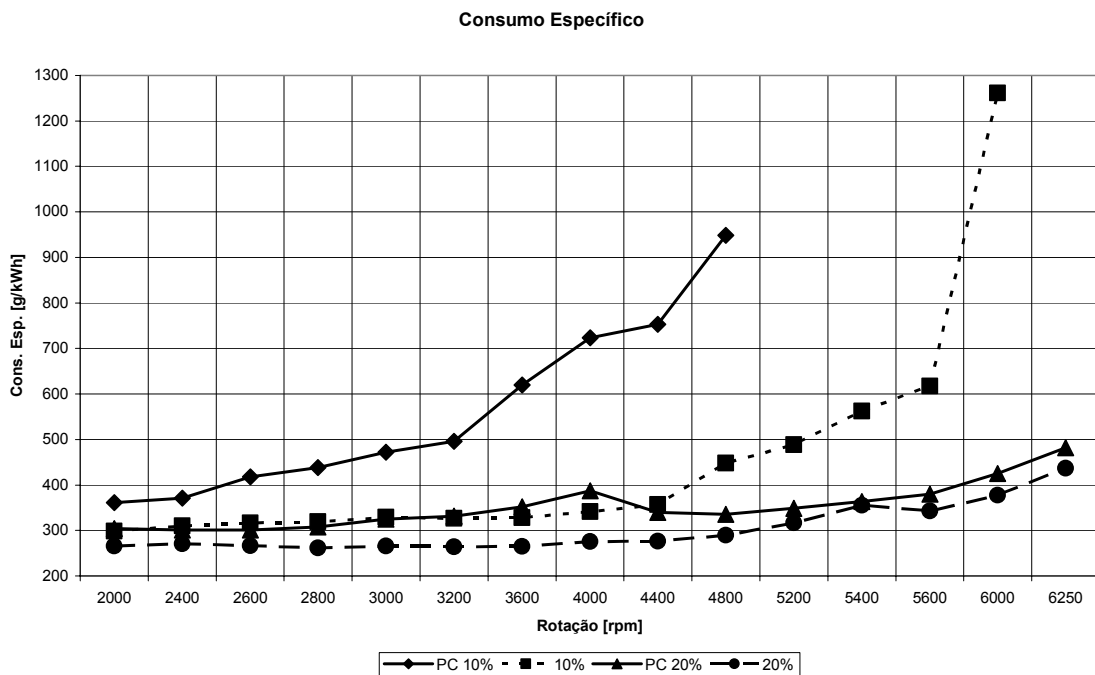


Figura 5.28 – Consumo Específico para as duas aberturas de borboleta

### 5.3.5. Consumo Efetivo

A figura 5.29 mostra o comportamento deste consumo. Novamente se mostra evidente o comportamento do sistema com lança-chamas trabalhando com misturas mais pobres, o que levam a um menor consumo efetivo de combustível. Porém, no caso de 10% de abertura de borboleta, os baixos valores de consumo efetivo se dão pela baixa eficiência

do sistema, diferente do regime de 20% de abertura de borboleta, onde já se tem um ganho em relação ao convencional, mesmo com o torque menor.

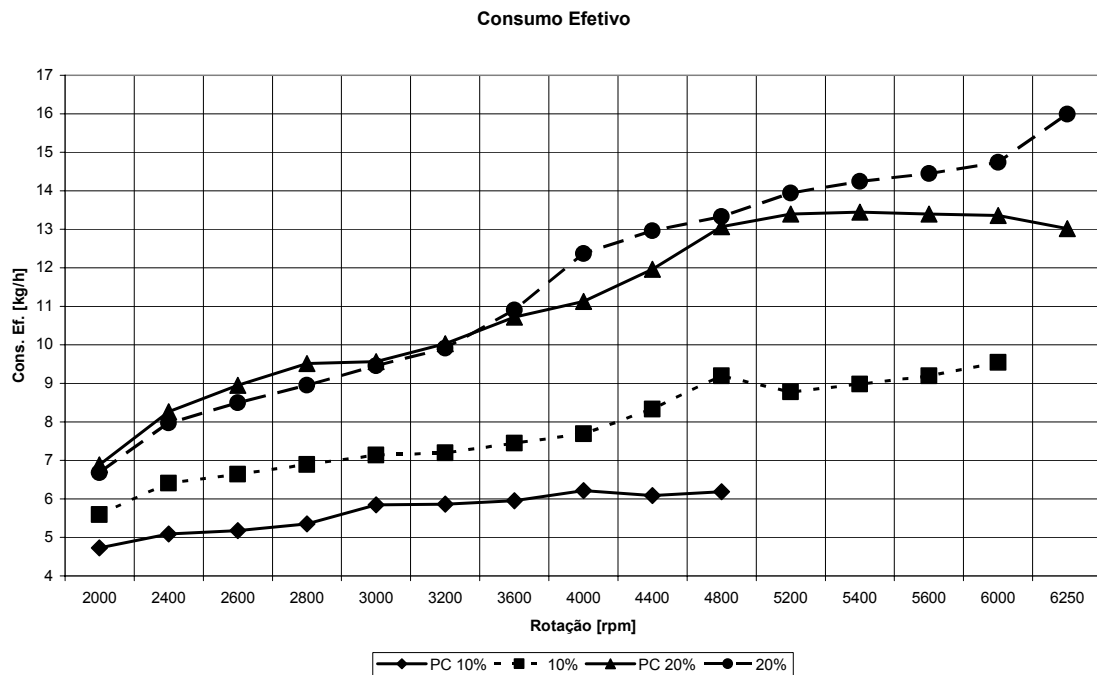


Figura 5.29 – Consumo Efetivo para as duas aberturas de borboleta

### 5.3.6. Contra Pressão no Escapamento

A Figura 5.30 mostra a contrapressão no escapamento para as duas aberturas de borboleta. Maiores contrapressões no escapamento resultam de um maior fluxo de gases no escape. Isto significa que o sistema com lança-chamas, a 20% de abertura de borboleta, apresenta um fluxo maior de gases. Este efeito é resultado de dois fatores: aumento do volume da câmara de combustão e efeitos de turbulência diferenciada na exaustão, causados pela pré-câmara. Como dito anteriormente, neste caso o rendimento do motor com sistema com lança-chamas pode ser melhorado redimensionando o escapamento e diminuindo a contra pressão, o que melhorará muito a lavagem do cilindro.

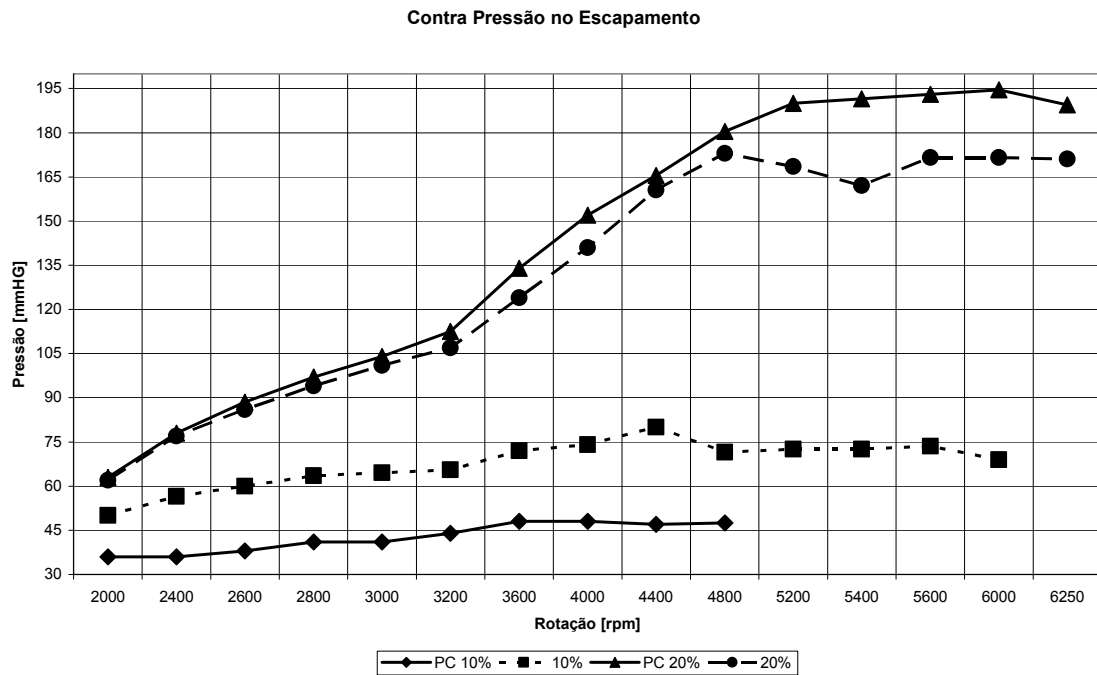


Figura 5.30 – Contra Pressão no Escapamento para as duas aberturas de borboleta

### 5.3.7. Avanço de Ignição

O avanço de ignição para as duas aberturas de borboleta é mostrado na Figura 5.31. Nota-se que o sistema com lança-chamas possui uma queima mais rápida devido à maior turbulência dentro do cilindro e a uma maior área da frente de chama durante a fase de combustão, quando comparado com o sistema convencional de ignição. A partir disto é plausível a utilização de menores avanços de ignição do que nos sistemas convencionais. Porém, uma turbulência demasiadamente elevada dentro do cilindro pode ser prejudicial ao sistema, como dito anteriormente.

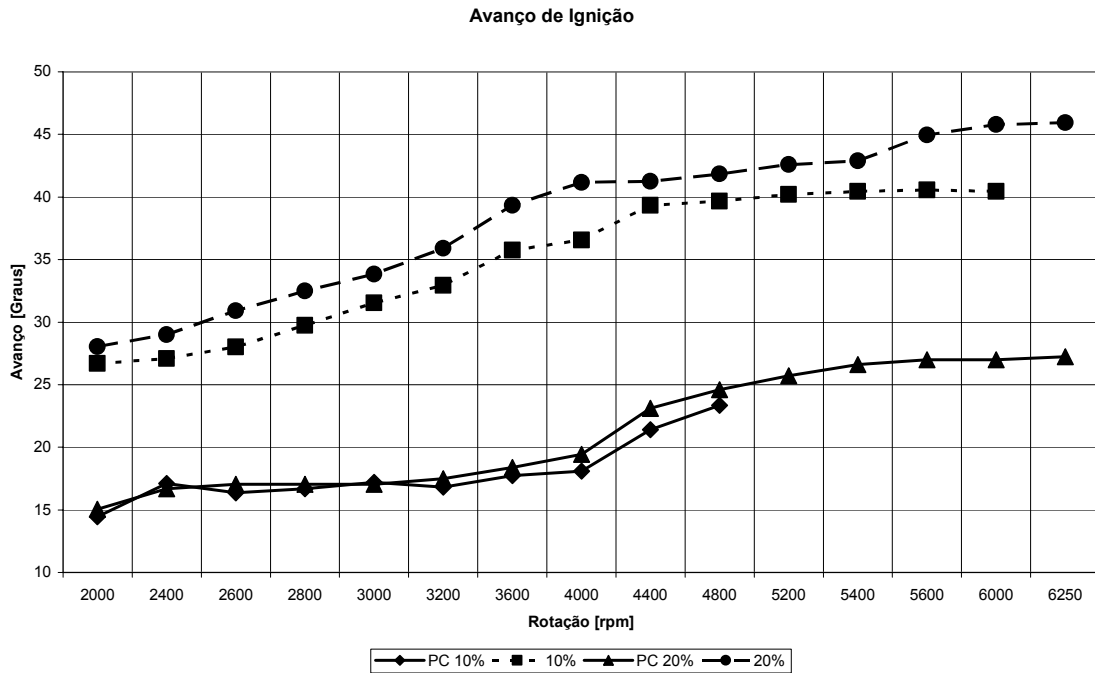


Figura 5.31 – Avanço de Ignição para as duas aberturas de borboleta

### 5.3.8. Considerações do sistema com Pré-Câmara com 10 e 20% de abertura de borboleta

Observou-se nos resultados obtidos que o sistema com lança-chamas utilizado nesta investigação, sem injeção na pré-câmara, não apresenta um bom rendimento para cargas muito baixas, possivelmente pela retenção de gases residuais. No entanto, ao se aumentar a abertura de borboleta, o sistema ganha força e se aproxima dos valores de torque do motor convencional. Em ambos os casos, o consumo específico é maior devido aos menores valores de torque proporcionados pelo sistema com lança-chamas. Esta queda de torque pode ser uma consequência da menor razão volumétrica de compressão do motor, que passa de 10,5:1 para 9,8:1. Mesmo assim, pode-se observar que houve mudança no comportamento dinâmico do sistema, devido ao aumento das pressões no coletor de admissão, os menores valores de avanço de ignição e os menores tempos de injeção. A maior turbulência dentro do cilindro, proporcionada pelas pré-câmaras, aumenta a velocidade da queima de combustível, proporcionando menores temperaturas nas câmaras de combustão e uma possível melhoria na eficiência volumétrica do motor. No entanto, é importante ressaltar que, para um bom funcionamento do sistema com lança-chamas, o aumento da injeção de combustível a ser queimado deve compensar a perda térmica resultante do maior coeficiente de

transferência de calor do sistema, que aumenta com a maior turbulência gerada pelo sistema proposto.

#### **5.4. CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS RESULTADOS**

Os resultados obtidos dos testes preliminares realizados neste trabalho mostram tendências de comportamento esperadas para o funcionamento do sistema com lança-chamas, principalmente no regime de 20% de abertura de borboleta. Basicamente foram notadas duas características importantes com o uso do sistema com lança-chamas que, mesmo sem ter completado os testes, indicam que o sistema é promissor. Estas características promissoras são a utilização de misturas pobres e o reduzido avanço de ignição, conseqüência da maior turbulência dentro da câmara de combustão e maior velocidade de queima do combustível. A capacidade de limpeza ou varredura dos gases residuais dentro do corpo das pré-câmaras parece ter aumentado em regimes de 20% de abertura de borboleta, sendo que o motor não apresentou instabilidade na maior parte dos regimes estudados.

Um fato importante a se considerar devido à mudança de comportamento do motor com 10% de abertura de borboleta para 20% de abertura de borboleta é o dimensionamento da pré-câmara. As dimensões da mesma e do orifício de intercomunicação mostraram através dos resultados um melhor aproveitamento na medida em que a carga do motor é aumentada.

A partir destes resultados, pode-se concluir que o sistema é viável e apresenta grande potencial. São necessários mais testes com o sistema com lança-chamas para avaliar o comportamento para cargas mais altas. Porém, a abertura de 20% de borboleta para este motor já representa mais de 50% do torque gerado na maioria dos regimes estudados, representando um indicativo de que o comportamento do sistema não deve se alterar muito para maiores aberturas de borboleta. É necessário ainda realizar os ensaios com plena carga para avaliar o comportamento dinâmico do sistema com lança-chamas. Desta forma, com o aumento da dinâmica dos sistemas, pode-se conseguir uma maior varredura dos gases de combustão remanescentes na pré-câmara.

## CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES

É analisado um sistema de ignição por lança-chamas com mistura homogênea, ou seja, sem injeção de combustível nas pré-câmaras. Com este objetivo, aberturas de borboleta de 10% e 20% são analisadas em um motor comercial adaptado com uma configuração fixa de pré-câmaras.

É desenvolvida uma metodologia adequada para projeto e construção das pré-câmaras, de forma a otimizar os principais parâmetros envolvidos, com vistas a conseguir melhores índices de turbulência e maior varredura dos gases remanescentes da combustão anterior dentro da pré-câmara.

Para os testes foi utilizado um sistema de gerenciamento eletrônico re-programável que permite alterar os parâmetros de injeção e ignição do motor, de forma a obter uma nova calibração mais adequada às adaptações sofridas pelo motor com o novo sistema.

São realizadas comparações entre os resultados obtidos com o sistema proposto e com o motor original, visando determinar os possíveis ganhos obtidos com o novo sistema.

Analisando os resultados obtidos com as pré-câmaras em relação ao sistema convencional, pode-se concluir que as pré-câmaras apresentaram um menor desempenho para o regime de 10% de abertura de borboleta, tendendo a uma considerável melhora para o regime de 20% de abertura de borboleta, que estão intimamente ligados às dimensões da mesma e principalmente ao orifício de intercomunicação.

A ausência de vibrações durante os ensaios com o sistema com lança-chamas mostra que o motor operou de forma estável. Este comportamento comprova que a limpeza dos gases residuais dentro do corpo das pré-câmaras foi realizada pelo menos em parte. Somente em alguns pontos do regime de 10% de abertura de borboleta, o motor apresentou vibrações excessivas. As vibrações ocorrem para os pontos de 1600 rpm, devido ao baixo fluxo de mistura dentro do sistema, e acima de 5000 rpm, onde o torque do motor é quase nulo, impossibilitando o motor de manter o regime de operação. Para o regime de 20% de abertura de borboleta ocorreram vibrações a 1600 rpm. Este comportamento ocorreu pelo fato de não ter sido realizado uma calibração otimizada neste ponto, por se dar preferência às regiões de torque e potência dos sistemas.

Para o regime de 10% de abertura de borboleta, o sistema com lança-chamas apresenta uma queda acentuada do torque, em relação ao sistema convencional, e

consequentemente um aumento do consumo específico. Isso pode ser o resultado de um fluxo de mistura insuficiente para o funcionamento da pré-câmara nestas condições, ocasionando falhas de ignição e combustão pela irregularidade na limpeza dos gases residuais.

O sistema com lança-chamas, no regime de 20% de abertura de borboleta, mostrou-se melhor em relação ao sistema com lança-chamas com 10% de abertura de borboleta, se aproximando dos valores do sistema convencional, além de mostrar as tendências esperadas de funcionamento do lança-chamas, tais como trabalhar com mistura pobre e com menores avanços de ignição.

O motor apresentou uma perda de torque com o sistema com lança-chamas, mas esta perda está associada à menor razão volumétrica de compressão, que no motor original era de 10,5:1 e no sistema com lança-chamas passa a 9,8:1. Além disso, o consumo específico é ligeiramente maior nos regimes estequiométricos devido ao maior volume da câmara de combustão, para o qual é necessário uma maior injeção de combustível para preencher estequiometricamente a nova dimensão da câmara de combustão.

A partir destes resultados, pode-se concluir que o sistema é viável e apresenta grande potencial. De qualquer forma, são necessários mais ensaios para cargas mais altas para avaliar o comportamento do sistema. A abertura de 20% de borboleta para este motor, já representa mais de 50% do torque gerado na maioria dos regimes estudados. Sendo assim, estes resultados já são um indicativo de que o comportamento do sistema não deve se alterar muito para maiores aberturas de borboleta. É necessário ainda realizar os ensaios com plena carga para avaliar o comportamento dinâmico do sistema com lança-chamas. Desta forma, com o aumento da dinâmica dos sistemas, pode-se conseguir uma maior varredura dos gases de combustão remanescentes na pré-câmara.

Devido aos resultados obtidos, adotar um sistema que possibilite a variação do volume da pré-câmara em função da carga e da rotação apontam para uma grande possibilidade de se otimizar o sistema proposto.

Mais importante que encontrar melhores resultados é identificar as tendências e saber explorá-las ao máximo. A pesquisa é uma caminhada que se inicia com um passo, depois outro, e mais outro, até que se complete uma grande jornada. De nada adianta buscar resultados se não pudermos compreendê-los. Este trabalho foi apenas mais um passo da jornada do sistema com lança-chamas. Muitos passos estão por vir, até que se complete esta jornada.

## CAPÍTULO 7 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As sugestões para trabalhos futuros são:

- Realização de maior número de testes com mistura homogênea, a fim de se levantar todo o mapa de funcionamento do motor com este sistema de pré-câmara, junto de uma análise de emissões;
- Rebaixar o cabeçote ou sobrealimentar o motor, a fim de se aumentar a razão volumétrica de compressão do sistema, de forma a igualar as condições de operação ou até mesmo ultrapassar a taxa de compressão do motor original;
- Reprojetar a pré-câmara com um novo sistema de arrefecimento mais eficiente;
- Utilização de um sistema de volume de pré-câmara variável para afinação desta geometria de pré-câmara ainda sem injeção direta de combustível na mesma;
- Utilização do sistema de injeção direta de combustível, o que trará benefícios da carga estratificada e a redução de temperatura do corpo da pré-câmara, dispensando o sistema de refrigeração externa;
- Utilização de outros combustíveis (álcool, querosene), a fim de se determinar o comportamento do sistema com outras fontes de energia;
- Utilização principalmente de combustíveis de alto calor latente como o álcool que além de ser renovável propicia uma contenção da temperatura das pré-câmaras que passam a depender menos de sistemas de refrigeração externos;
- Depuração da combustão far-se-á necessária para garantir as tendências citadas nesta investigação. Esta pode ser realizada através da utilização de velas especiais com transdutores de pressão, a fim de se medir as pressões dentro da pré-câmara de combustão durante todo o processo.



## CAPÍTULO 8 – 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-5725: Guia para expressão da incerteza de medição*. Part:1-6,2.ed. Rio de Janeiro,1998.

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

ADAMS, T. G. *Torch ignition for combustion control of lean mixtures*. Paper SAE 790440, 8p., 1979.

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

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

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

BAETA, J. G. C. *Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global*. Belo Horizonte. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 208p., 2006.

BARBOSA, Cleiton Rubens Formiga. *Desempenho de um motor ciclo Otto com injeção direta de gás natural*. São Carlos. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 197p., 1997.

BOSCH. *Automotive electric/electronic systems*. SAE, 2ª edição, 380p., 1995.

CATHCART, G. P., Holchstadt, H. C. *Bright Spark*. Orbital Engine Company. Engine Technology International – Showcase, p. 41-44, 2000.

CONAMA, RESOLUÇÃO N° 342, 2003.

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

DENSO SPARK PLUGS. Disponível em <<http://www.globaldenso.com/PLUG/power/spec.html>>. Acesso em: 12 de Outubro de 2006.

EURO 5. Disponível em <[http://en.wikipedia.org/wiki/European\\_emission\\_standards](http://en.wikipedia.org/wiki/European_emission_standards)>, < [http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/site/pt/com/2003/com2003\\_0418pt01.pdf](http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/site/pt/com/2003/com2003_0418pt01.pdf) > e < <http://www.dieselnets.com/standards/eu/ld.html>>. Acesso em 17 de outubro de 2006.

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, FIAT AFTER SALES TRAINING, 2006.

FIAT POWERTRAIN – Informações sobre motor GIII, 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.

GARRET, Thomas Kenneth. *Automotive fuels and fuel systems: fuels, tanks, delivery, metering, mixing and combustion, and environmental considerations*. 1 ed. Warrendale, PA: SAE International , INC., 1991. v.1 gasoline. 361 p.

GARRET, Thomas Kenneth. *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 da Universidade Federal de Minas Gerais, 2004.

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.

GUTIEREZ, H. Jr. *Obtenção de mesmo rendimento térmico em motores de ignição por centelha com razões de compressão diferentes*. São Paulo. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 96p., 1995.

HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. 1 ed. New York McGraw-Hill, Inc., 1988. 930 p.

HILDEBRAND, Leônidas Jr. *Análise do desempenho de um motor do ciclo Otto com injeção direta de álcool etílico hidratado pré-aquecido*. São Carlos. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 106p., 1998.

HONDA MOTOR COMPANY – Disponível em:

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

KATAOKA, K. e Hirako, Y. *Combustion process in a divided chamber spark ignition engine*. Bulletin of the JSME, v. 25, N° 210, p. 1946-1952. Dez., 1982.

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.

LATSCH, R. *The swirl-chamber spark plug: a means of faster, more uniform energy conversion in the spark ignition engine*. SAE paper 840455. 1984.

LORUSSO, J. A., Havstad, P. H., Kaiser, 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, 10 p., 1984.

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 Mallan, K. R. e 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.

MITSUBISHI – Disponível em:

<http://web1.mitsubishi-motors.co.jp/inter/technology/GDI>, 1997.

MOTEC. *MoTeC M4, M48 & M8 User's Manual*. Victoria, Austrália: MoTeC, 1996. Disponível

em:<<http://www.motec.com/support/manuals/Manual%20M4%20M48%20M8%20A5.pdf>>. Acesso em: 22 de julho de 2005.

MOTEC. *MoTeC M4 Engine management program (Emp 6.20)*. 2003. Victoria, Austrália: MoTeC, 2003. Disponível em:<[http://mirror.motec.com.au/software/release/files/m4\\_v46\\_demo.exe](http://mirror.motec.com.au/software/release/files/m4_v46_demo.exe)>. Acesso em: 11 de julho de 2005.

NAKAZONO, T. e Natsume, Y. *Effect of dimensions of prechamber on lean burn gas engine*. JSME International Journal, v. 37, série b, N° 4, p. 951-956, 1994a.

NAKAZONO, T. *Study of lean burn gas engine (effect of main chamber)*. JSME International Journal, v. 37, série b, N° 3, p. 677-682, 1994b.

NGK – Disponível em: <http://www.ngkntk.com.br/velas/default.html>, último acesso em 17 de novembro de 2006.

OBERT, E. F. *Motores de combustão interna*. Porto Alegre: Ed. Globo, p. 453, 618 p. 1971.

PUJATTI, Fabrício José Pacheco. *Desenvolvimento de uma Central Eletrônica para Motores de Combustão Interna*. Seminário de Tecnologia de Motores, Combustíveis e Emissões, 2004.

PUJATTI, Fabrício José Pacheco, *Implementation and tests of a variable control system of spark time ignition and injection time, using Digital Signal Processor, DSP*. 18<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering – COBEM2005, Novembro de 2005.

ROBINET, C. *et al.* A New Firing Concept for Internal Combustion Engines: “I’APIR”. Paper SAE 1999-01-0621, 1999.

ROBERT BOSCH GmbH. *Engine electronics*. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 1996. 36 p.

RYU, H., Chitsu, A. e Asanuma, T. *Effect of torch jet direction on combustion and performance of a prechamber spark-ignition engine*. Paper SAE 870167, 1987.

SÁ, Denis Cley Cândido de. *Análise de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do ciclo Otto*. Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, 2001.

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.

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.

URLAUB; Chmela, 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<sub>x</sub>*. International congress and exposition, Detroit. Paper SAE 950612, p. 97-125, 1995.

WOLFF, D., Tamura, M., Tai, H e Sakurai, T. *Looking into the prechamber of a lean-burn gas engine*. JSME International Journal, vol. 40, N° 2, 1997.

WYCZALEK, F. A., Harned, J. L., Maksymiuk, S. e Blevins, J. R. *E.F.I. prechamber torch ignition of lean mixtures*. Paper SAE 750351, 15 p., 1975.

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.

## **ANEXOS**

**Anexo A - Planilha de cálculos do diâmetro de orifício do nozzle, para a rotação de 6000 rpm, e um volume de pré-câmara de 7,4% do volume total**

Tabela A.1 – Cálculo do Diâmetro do Orifício do Nozzle segundo ADAMS

RPM	$\theta$	$\delta$	$S_p$ (barra)	$S_p$ (barra) segundos	$S_p$	$V_{pc}$	s	v	$d_o$ (mm)
6000	0	0,000719	105840	1764	0,000	3,816	17,310	51,069	0,000
6000	5	0,000719	105840	1764	194,283	3,816	17,302	51,481	2,177
6000	10	0,000719	105840	1764	387,674	3,816	17,278	52,718	2,719
6000	15	0,000719	105840	1764	579,289	3,816	17,237	54,772	3,070
6000	20	0,000719	105840	1764	768,251	3,816	17,181	57,634	3,316
6000	25	0,000719	105840	1764	953,696	3,816	17,109	61,292	3,491
6000	30	0,000719	105840	1764	1134,781	3,816	17,022	65,728	3,614
6000	35	0,000719	105840	1764	1310,686	3,816	16,920	70,922	3,697
6000	40	0,000719	105840	1764	1480,619	3,816	16,803	76,851	3,749
6000	45	0,000719	105840	1764	1643,824	3,816	16,673	83,488	3,776
6000	50	0,000719	105840	1764	1799,580	3,816	16,529	90,802	3,785
6000	55	0,000719	105840	1764	1947,213	3,816	16,373	98,760	3,778
6000	60	0,000719	105840	1764	2086,095	3,816	16,205	107,326	3,760
6000	65	0,000719	105840	1764	2215,653	3,816	16,025	116,463	3,733
6000	70	0,000719	105840	1764	2335,372	3,816	15,835	126,128	3,700
6000	75	0,000719	105840	1764	2444,801	3,816	15,636	136,280	3,661
6000	80	0,000719	105840	1764	2543,556	3,816	15,428	146,874	3,618
6000	85	0,000719	105840	1764	2631,323	3,816	15,212	157,863	3,572
6000	90	0,000719	105840	1764	2707,865	3,816	14,989	169,200	3,524

**Anexo B – Planilha de cálculo do volume da pré-câmara e nova relação de compressão volumétrica**

Tabela B.1 – Cálculo do Volume da Pré-Câmara e da Razão Volumétrica de Compressão

V <sub>1</sub>	Volume da parte cilíndrica superior	Volume da Câmara de Combustão	33,300 cm <sup>3</sup>
V <sub>2</sub>	Volume da parte cônica superior	Volume da Cabeça do Pistão	13,960 cm <sup>3</sup>
V <sub>3</sub>	Volume da parte cônica intermediária	Volume Parcial	47,260 cm <sup>3</sup>
V <sub>4</sub>	Volume da parte cilíndrica inferior	Curso	8,820 cm <sup>3</sup>
V <sub>5</sub>	Volume da parte cônica inferior	Diâmetro	8,050 cm <sup>3</sup>
Volume do Cilindro: $V_{cil} = \pi * ((d_{cil}^2)/4) * h_{cil}$		Volume do Cilindro	448,901 cm <sup>3</sup>
Volume do Cone: $V_{cone} = (\pi/3) * ((d_{base}^2)/4) * h_{cone}$			
Cilindro Superior:			
D <sub>1</sub>	19,00 mm	V <sub>1</sub>	3118,816 mm <sup>3</sup> 3,119 cm <sup>3</sup>
H <sub>1</sub>	11,00 mm		
Cone Superior:			
D <sub>1</sub>	19,00 mm	V <sub>2</sub> '	240,999 mm <sup>3</sup> 0,241 cm <sup>3</sup>
H <sub>2</sub>	1,61 mm	V <sub>2</sub> "	12,058 mm <sup>3</sup> 0,012 cm <sup>3</sup>
H <sub>3</sub>	0,94 mm	Ponta do cone	V <sub>2</sub> = V <sub>2</sub> '-V <sub>2</sub> "
D <sub>2</sub>	7,00 mm		228,941 mm <sup>3</sup> 0,229 cm <sup>3</sup>
Cone Intermediário:			
D <sub>2</sub>	7,00 mm	V <sub>3</sub> '	44,899 mm <sup>3</sup> 0,045 cm <sup>3</sup>
H <sub>4</sub>	1,00 mm	V <sub>3</sub> "	16,362 mm <sup>3</sup> 0,016 cm <sup>3</sup>
H <sub>5</sub>	2,50 mm	Ponta do cone	V <sub>3</sub> = V <sub>3</sub> '-V <sub>3</sub> "
D <sub>3</sub>	5,00 mm		28,536 mm <sup>3</sup> 0,029 cm <sup>3</sup>
Cilindro Inferior:			
D <sub>3</sub>	5,00 mm	V <sub>4</sub>	333,794 mm <sup>3</sup> 0,334 cm <sup>3</sup>
H <sub>6</sub>	17,00 mm		
Cone Inferior:			
D <sub>4</sub>	7,00 mm	V <sub>5</sub> '	167,536 mm <sup>3</sup> 0,168 cm <sup>3</sup>
H <sub>7</sub>	3,73 mm	V <sub>5</sub> "	61,065 mm <sup>3</sup> 0,061 cm <sup>3</sup>
H <sub>8</sub>	9,33 mm	Ponta do cone	V <sub>5</sub> = V <sub>5</sub> '-V <sub>5</sub> "
D <sub>3</sub>	5,00 mm		106,471 mm <sup>3</sup> 0,106 cm <sup>3</sup>
		$V_{total} = V_1+V_2+V_3+V_4+V_5$	3816,559 mm <sup>3</sup> 3,817 cm <sup>3</sup>
		Volume %*100	0,0747
		Razão de compressão volumétrica $(V_{cil}+V_{parcial}+V_{pc})/(V_{parcial}+V_{pc})$	9,789 :1



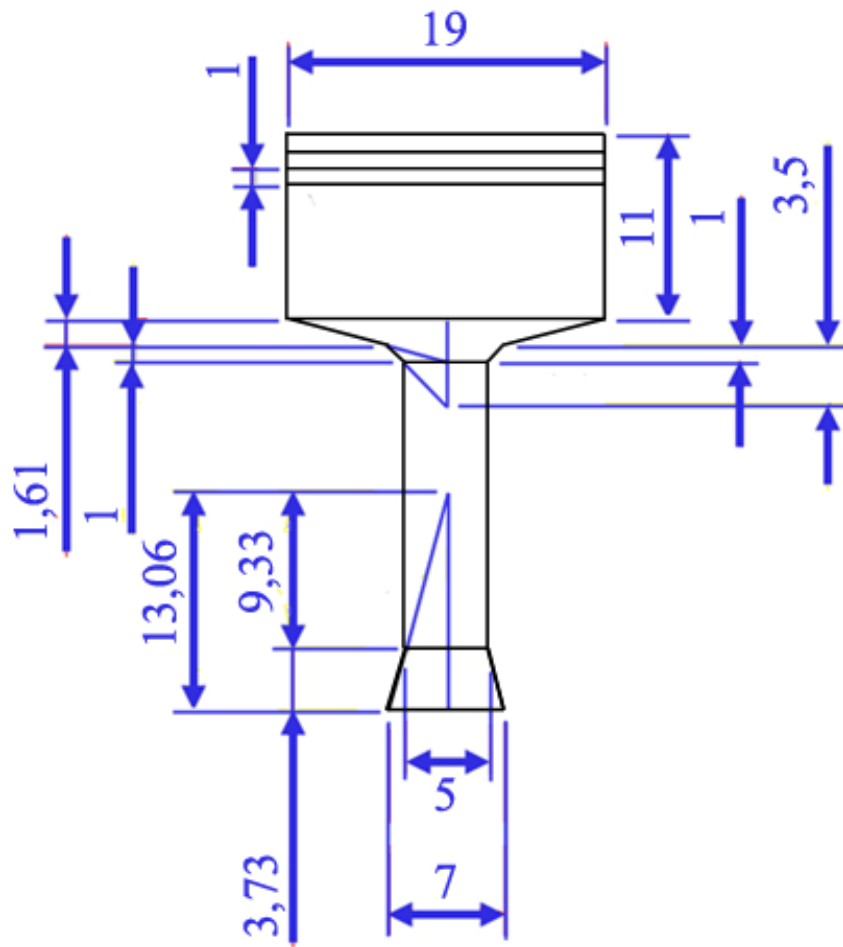


Figura B.1 – Desenho Esquemático do Interior da Pré-Câmara

## **Anexo C – Desenhos técnicos das pré-câmaras**

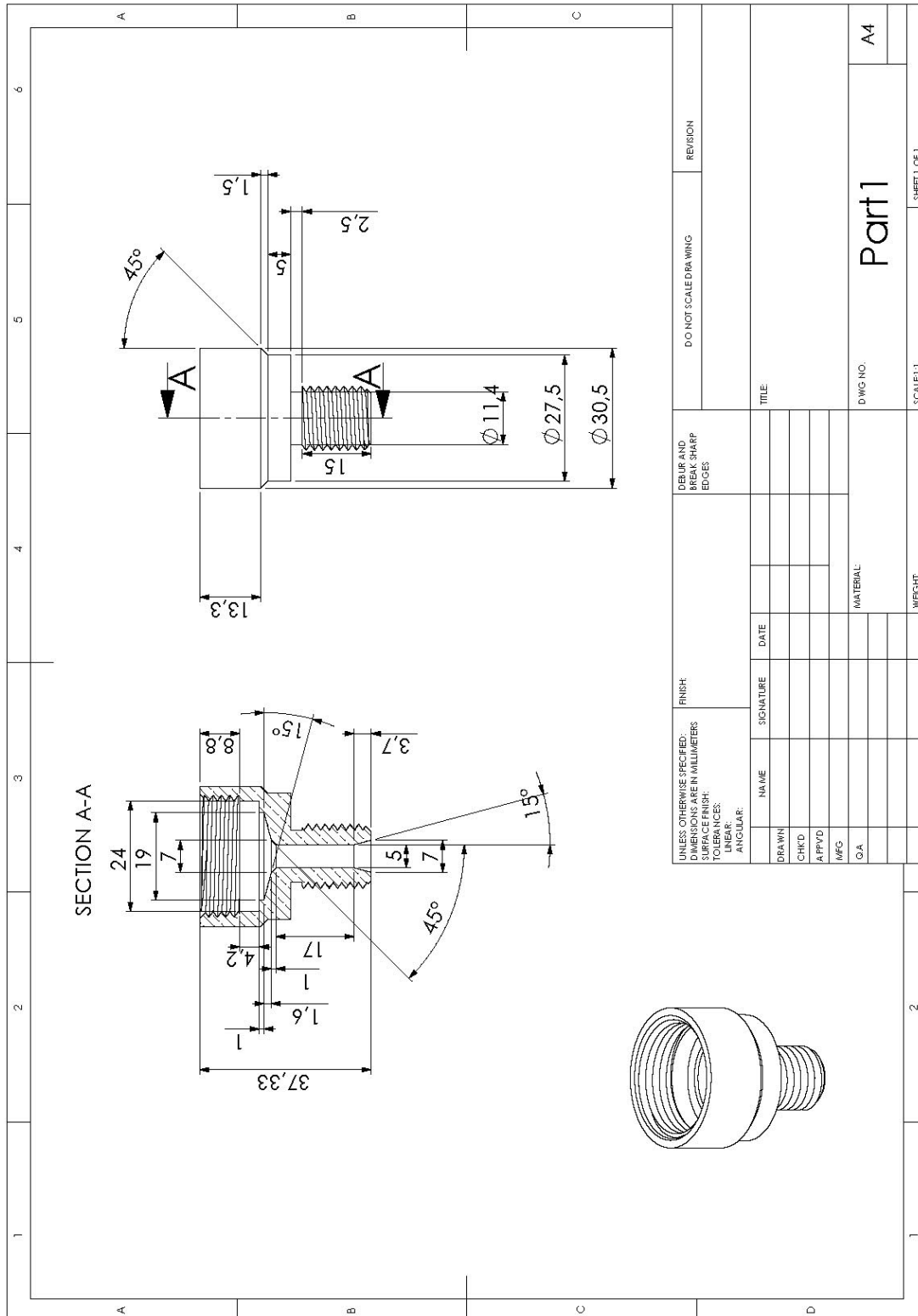


Figura C.1 – Corpo Inferior da Pré-câmara

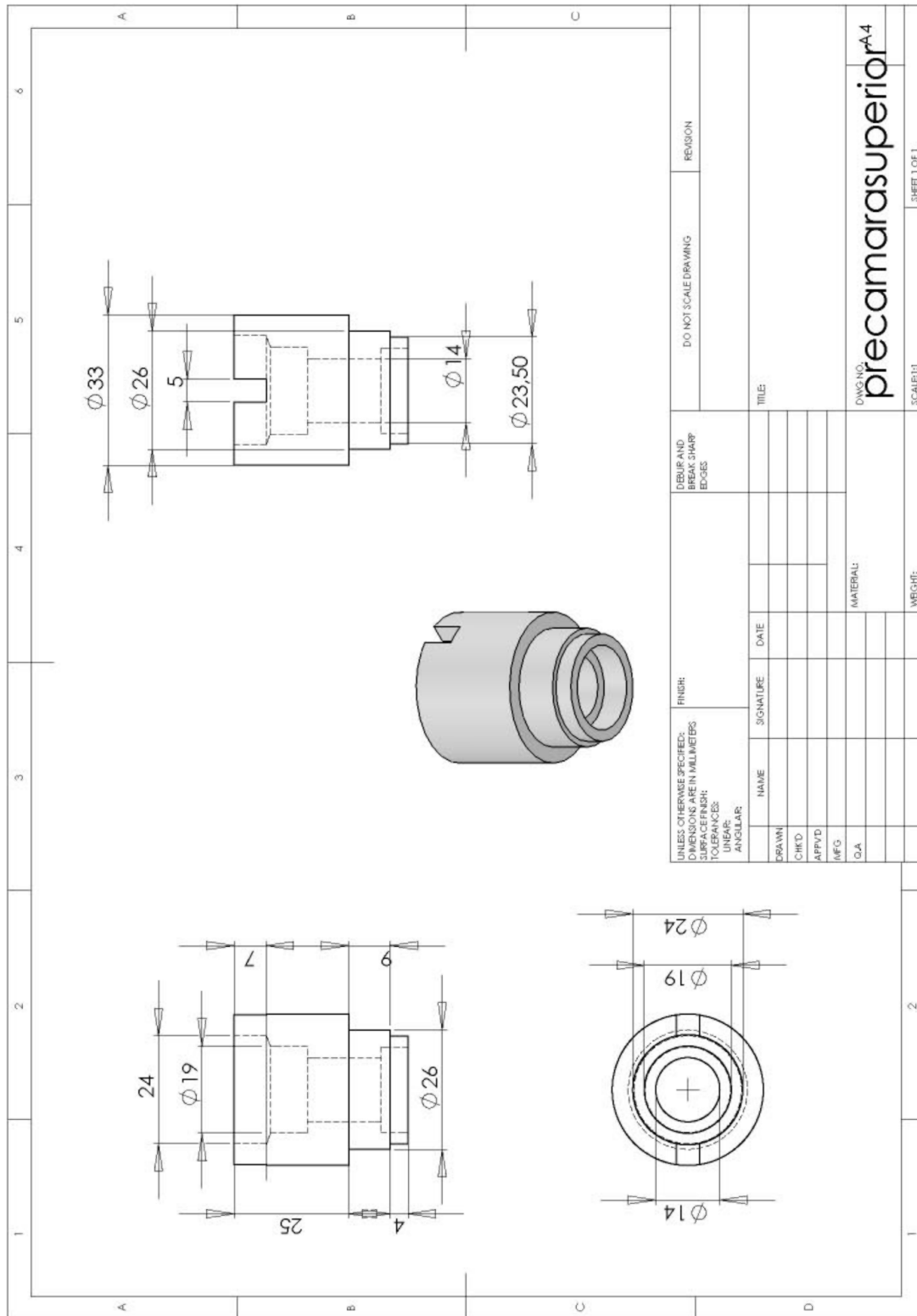


Figura C.2 – Corpo Superior da Pré-câmara

**Anexo D – Tabelas com as médias dos valores medidos nos ensaios dinamométricos  
com seus respectivos desvios padrão**

Tabela D.1 – Potência Corrigida ABNT [kW]

rpm					Desvio	Desvio	Desvio	Desvio
	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Padrão PC 10%	Padrão 10%	Padrão PC 20%	Padrão 20%
2000	14,68	21,12	25,26	28,17	0,057	0,750	0,021	0,325
2400	15,29	23,24	30,71	33,17	0,064	1,308	0,643	0,849
2600	13,92	23,62	33,14	35,82	0,297	1,400	0,375	0,658
2800	13,67	24,34	34,57	38,27	0,332	1,188	0,346	0,757
3000	13,85	24,42	32,85	40,01	0,728	1,414	0,049	0,700
3200	13,26	24,82	33,76	42,26	0,714	1,160	0,156	1,315
3600	10,75	25,52	34,02	46,30	0,014	1,775	0,318	1,739
4000	9,66	25,36	32,12	50,35	0,481	1,082	0,969	0,735
4400	9,05	26,53	39,35	52,85	0,000	5,268	1,739	0,198
4800	7,32	23,07	43,59	51,75	0,332	0,431	0,665	1,146
5200		20,21	42,93	49,71		0,318	0,509	4,624
5400		17,97	41,41	45,22		0,460	0,085	0,000
5600		16,77	39,39	47,55		0,643	0,417	5,834
6000		9,42	35,12	44,25		4,087	0,587	4,907
6250			30,33	41,58			0,566	5,169
Média dos								
Desvios					0,30193	1,52028	0,49639	1,9304

Tabela D.2 – Torque Corrigido ABNT [Nm]

rpm					Desvio	Desvio	Desvio	Desvio
	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Padrão PC 10%	Padrão 10%	Padrão PC 20%	Padrão 20%
2000	70,15	100,85	120,70	134,55	0,354	3,748	0,000	1,768
2400	60,85	92,45	122,30	132,00	0,212	5,303	2,546	3,536
2600	51,15	86,75	121,75	131,50	1,061	5,303	1,344	2,546
2800	46,60	83,00	117,90	130,40	1,131	4,101	1,131	2,687
3000	44,10	77,70	104,50	127,20	2,263	4,525	0,141	2,404
3200	39,60	74,10	100,75	126,00	2,121	3,536	0,495	3,960
3600	28,50	67,65	90,15	122,75	0,000	4,738	0,919	4,596
4000	23,05	60,50	76,60	120,15	1,202	2,546	2,263	1,768
4400	19,60	57,50	85,35	114,55	0,000	11,455	3,748	0,354
4800	14,55	45,80	86,65	102,85	0,636	0,849	1,344	2,333
5200		37,05	78,75	91,15		0,636	0,919	8,556
5400		31,75	73,20	79,90		0,778	0,141	0,000
5600		28,55	67,10	80,95		1,061	0,707	9,970
6000		15,00	55,85	70,35		6,505	0,919	7,849
6250			46,30	63,45			0,849	7,849
Média dos								
Desvios					0,89803	3,93454	1,16437	4,01165

Tabela D.3 – Pressão Média Efetiva Corrigida ABNT [kg/cm<sup>2</sup>]

rpm	PC 10%		PC 20%		Desvio Padrão PC 10%	Desvio Padrão 10%	Desvio Padrão PC 20%	Desvio Padrão 20%	
	2000	4,97	7,15	8,56	9,55	0,021	0,247	0,014	0,085
2400	4,32	6,56	8,67	9,35	0,014	0,361	0,177	0,240	
2600	3,62	6,15	8,65	9,32	0,078	0,361	0,092	0,177	
2800	3,31	5,88	8,36	9,26	0,092	0,283	0,078	0,177	
3000	3,12	5,51	7,42	9,02	0,170	0,318	0,007	0,141	
3200	2,80	5,25	7,14	8,92	0,156	0,247	0,042	0,276	
3600	2,02	4,80	6,39	8,70	0,000	0,311	0,057	0,318	
4000	1,64	4,29	5,43	8,53	0,078	0,177	0,170	0,085	
4400	1,39	4,07	6,05	8,12	0,000	0,806	0,269	0,035	
4800	1,03	3,25	6,14	7,29	0,042	0,071	0,085	0,156	
5200		2,63	5,59	6,45		0,035	0,078	0,594	
5400		2,26	5,18	5,66		0,064	0,000	0,000	
5600		2,03	4,76	5,74		0,078	0,057	0,679	
6000		1,07	3,96	4,98		0,460	0,064	0,544	
6250			3,28	4,49			0,064	0,552	
Média dos					Desvios	0,06505	0,27274	0,08344	0,27059

Tabela D.4 – Consumo Específico [g/kWh]

rpm	PC 10%		PC 20%		Desvio Padrão PC 10%	Desvio Padrão 10%	Desvio Padrão PC 20%	Desvio Padrão 20%	
	2000	361,35	298,35	304,35	265,70	3,606	2,616	0,212	0,707
2400	371,00	310,45	300,90	270,45	8,627	7,283	3,536	2,616	
2600	417,75	317,00	301,40	266,55	2,616	3,536	0,990	4,455	
2800	437,90	318,95	307,80	261,85	4,808	2,758	0,424	8,273	
3000	472,05	329,15	324,90	265,45	3,041	10,394	0,283	5,303	
3200	495,65	326,40	331,75	263,75	22,981	1,556	1,626	1,626	
3600	619,40	328,00	351,90	264,75	3,536	0,990	0,424	0,919	
4000	722,95	341,70	387,60	275,50	36,416	0,141	12,587	11,172	
4400	752,60	356,55	339,85	276,25	0,000	32,173	8,980	3,182	
4800	948,35	448,30	335,30	289,40	12,657	5,091	3,536	1,556	
5200		488,70	348,55	316,30		2,263	6,010	14,001	
5400		562,20	363,60	354,90		26,870	0,707	0,000	
5600		617,25	380,25	343,00		8,697	4,031	17,961	
6000		1261,25	425,10	377,25		553,735	5,798	27,506	
6250			481,90	436,40			8,910	53,740	
Média dos					Desvios	9,82878	47,0074	3,87023	10,2012

Tabela D.5 – Consumo Efetivo [kg/h]

rpm					Desvio	Desvio	Desvio	Desvio	
	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Padrão PC 10%	Padrão 10%	Padrão PC 20%	Padrão 20%	
2000	4,73	5,60	6,89	6,68	0,057	0,262	0,007	0,099	
2400	5,09	6,41	8,26	7,98	0,092	0,212	0,085	0,163	
2600	5,18	6,64	8,96	8,50	0,078	0,354	0,064	0,332	
2800	5,35	6,90	9,52	8,95	0,085	0,304	0,106	0,481	
3000	5,84	7,14	9,56	9,46	0,368	0,205	0,014	0,354	
3200	5,86	7,20	10,03	9,91	0,057	0,318	0,007	0,410	
3600	5,95	7,45	10,72	10,91	0,028	0,488	0,071	0,403	
4000	6,22	7,69	11,13	12,37	0,007	0,361	0,007	0,354	
4400	6,09	8,33	11,97	12,96	0,000	0,933	0,219	0,113	
4800	6,19	9,20	13,07	13,33	0,163	0,035	0,035	0,297	
5200		8,78	13,40	13,94		0,113	0,021	0,721	
5400		8,99	13,45	14,24		0,205	0,028	0,000	
5600		9,19	13,40	14,45		0,269	0,042	1,018	
6000		9,55	13,36	14,74		0,035	0,021	0,629	
6250			13,02	15,99			0,057	0,085	
Média dos					Desvios	0,09334	0,29244	0,05233	0,36392

Tabela D.6 – Fator Lambda

rpm					Desvio	Desvio	Desvio	Desvio	
	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Padrão PC 10%	Padrão 10%	Padrão PC 20%	Padrão 20%	
2000	1,007	1,010	1,007	1,008	0,001	0,003	0,001	0,001	
2400	1,009	1,009	1,005	1,009	0,003	0,004	0,001	0,001	
2600	1,007	1,008	1,007	1,009	0,003	0,000	0,001	0,001	
2800	1,010	1,008	1,007	1,009	0,004	0,001	0,001	0,003	
3000	0,953	1,007	1,075	1,009	0,057	0,001	0,018	0,002	
3200	0,966	1,009	1,073	1,010	0,014	0,003	0,005	0,001	
3600	0,981	1,010	1,112	1,011	0,001	0,003	0,007	0,000	
4000	0,948	1,010	1,168	0,967	0,006	0,000	0,001	0,066	
4400	0,960	1,008	1,164	0,987	0,000	0,001	0,016	0,030	
4800	0,936	0,858	1,109	0,965	0,016	0,006	0,008	0,048	
5200		0,881	1,122	0,915		0,008	0,018	0,025	
5400		0,859	1,111	0,877		0,006	0,036	0,000	
5600		0,846	1,137	0,904		0,027	0,015	0,022	
6000		0,779	1,119	0,854		0,052	0,023	0,037	
6250			1,124	0,845			0,045	0,069	
Média dos					Desvios	0,01047	0,00818	0,01296	0,02036

Tabela D.7 – Razão Ar/Combustível [kg/kg]

rpm	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Desvio Padrão PC 10%	Desvio Padrão 10%	Desvio Padrão PC 20%	Desvio Padrão 20%	
	2000	13,15	13,09	13,13	13,17	0,014	0,099	0,014	0,007
2400	13,17	13,17	13,11	13,14	0,021	0,035	0,014	0,042	
2600	13,17	13,17	13,16	13,18	0,049	0,000	0,028	0,000	
2800	13,21	13,13	13,56	13,17	0,085	0,035	0,594	0,042	
3000	12,48	13,11	14,06	13,24	0,672	0,057	0,113	0,000	
3200	12,62	13,13	14,03	13,17	0,177	0,106	0,064	0,028	
3600	12,82	13,21	14,54	13,24	0,021	0,071	0,078	0,014	
4000	12,38	13,14	15,22	12,67	0,127	0,035	0,014	0,820	
4400	12,50	13,17	15,45	12,95	0,000	0,007	0,092	0,382	
4800	12,25	11,29	14,49	12,54	0,198	0,177	0,120	0,467	
5200		11,49	14,69	12,00		0,042	0,028	0,354	
5400		11,34	14,61	11,50		0,085	0,424	0,000	
5600		11,13	14,88	11,73		0,382	0,156	0,311	
6000		10,08	14,64	11,14		0,594	0,283	0,453	
6250			14,74	10,93			0,537	0,679	
Média dos					Desvios	0,13647	0,12324	0,17065	0,23994

Tabela D.8 – Temperatura de Catalisador [°C]

rpm	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Desvio Padrão PC 10%	Desvio Padrão 10%	Desvio Padrão PC 20%	Desvio Padrão 20%	
	2000	863,6	862,8	843,6	868,5	3,04	41,15	4,74	55,86
2400	867,4	909,1	863,6	905,0	6,51	65,05	7,78	64,77	
2600	894,7	923,4	884,0	913,7	0,28	62,30	3,61	61,45	
2800	912,1	921,0	903,3	916,6	6,01	57,77	9,76	62,15	
3000	873,9	920,7	907,1	915,6	73,54	55,65	3,39	62,37	
3200	914,5	919,9	918,1	914,0	4,81	52,68	1,06	66,19	
3600	959,3	912,6	930,3	907,9	7,07	56,99	3,61	64,42	
4000	933,2	908,3	926,7	880,5	10,75	53,25	1,20	23,83	
4400	920,7	912,6	885,7	906,5	0,00	57,56	3,18	51,90	
4800	919,7	820,5	898,0	927,4	15,20	54,24	0,64	68,94	
5200		864,0	905,5	904,8		51,62	5,73	47,73	
5400		862,2	906,6	914,5		57,77	9,19	0,00	
5600		868,0	909,4	891,4		48,01	7,85	70,71	
6000		859,4	929,6	882,4		39,81	10,11	56,14	
6250			934,8	854,1			10,89	48,08	
Média dos					Desvios	12,7209	53,8462	5,51543	53,6364



Tabela D.9 – Avanço de Ignição [°]

rpm					Desvio	Desvio	Desvio	Desvio
	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Padrão PC 10%	Padrão 10%	Padrão PC 20%	Padrão 20%
2000	14,5	26,7	15,1	28,1	0,07	0,42	0,07	0,07
2400	17,1	27,1	16,7	29,0	0,00	0,99	0,14	0,99
2600	16,4	28,0	17,1	30,9	0,07	1,13	0,07	0,00
2800	16,7	29,8	17,1	32,5	0,28	0,64	0,07	0,14
3000	17,2	31,6	17,1	33,9	0,42	0,07	0,07	0,21
3200	16,8	33,0	17,5	35,9	0,42	0,07	0,14	0,42
3600	17,8	35,8	18,4	39,4	0,07	0,07	0,00	0,07
4000	18,1	36,6	19,5	41,2	0,00	0,64	0,07	0,35
4400	21,4	39,4	23,1	41,3	0,00	0,21	0,00	0,07
4800	23,4	39,7	24,6	41,9	0,78	0,07	0,00	0,07
5200		40,2	25,7	42,6		0,00	0,14	0,28
5400		40,5	26,6	42,9		0,07	0,00	0,00
5600		40,6	27,0	45,0		0,21	0,00	0,35
6000		40,5	27,0	45,8		0,78	0,00	0,28
6250			27,3	46,0			0,35	0,07
Média dos								
Desvios					0,21213	0,38386	0,07542	0,22627

Tabela D.10 – Tempo de Injeção [micro segundos]

rpm					Desvio	Desvio	Desvio	Desvio
	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Padrão PC 10%	Padrão 10%	Padrão PC 20%	Padrão 20%
2000	3238,5	3901,0	4915,5	4622,5	30,41	287,09	112,43	144,96
2400	2898,0	3674,0	4833,5	4582,5	115,97	69,30	14,85	129,40
2600	2647,5	3547,0	4836,0	4576,5	61,52	135,76	36,77	181,73
2800	2501,0	3369,5	4695,0	4534,0	56,57	112,43	11,31	107,48
3000	2574,5	3242,0	4339,0	4445,0	242,54	76,37	32,53	57,98
3200	2321,5	3097,5	4235,5	4307,0	28,99	82,73	12,02	147,08
3600	2135,5	2795,5	4061,5	4177,0	0,71	72,83	17,68	244,66
4000	2035,0	2550,5	3874,5	4202,0	1,41	320,32	10,61	0,00
4400	1797,0	2490,5	3722,0	3932,0	0,00	303,35	70,71	114,55
4800	1669,0	2488,0	3697,5	3873,5	29,70	16,97	24,75	19,09
5200		2232,0	3434,0	3626,0		0,00	42,43	345,07
5400		2245,0	3313,0	3438,0		16,97	74,95	0,00
5600		2165,0	3244,5	3605,0		24,04	40,31	186,68
6000		2094,5	2990,0	3441,5		9,19	56,57	45,96
6250			2833,0	3515,0			9,90	94,75
Média dos								
Desvios					56,7807	109,096	37,8538	121,292

Tabela D.11 – Pressão no Coletor de Admissão [mmHg]

rpm					Desvio	Desvio	Desvio	Desvio
	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Padrão PC 10%	Padrão 10%	Padrão PC 20%	Padrão 20%
2000	-204,0	-163,0	-32,0	-121,5	2,83	66,47	1,41	125,16
2400	-261,5	-182,0	-44,0	-129,5	2,12	38,18	5,66	112,43
2600	-289,0	-193,5	-52,5	-134,0	2,83	21,92	4,95	106,07
2800	-303,0	-204,0	-61,0	-138,0	8,49	7,07	5,66	98,99
3000	-318,5	-212,5	-67,0	-142,0	6,36	4,95	2,83	93,34
3200	-324,5	-220,5	-73,5	-145,5	3,54	16,26	3,54	86,97
3600	-358,0	-238,0	-91,0	-155,5	0,00	41,01	1,41	72,83
4000	-393,0	-258,0	-113,0	-166,5	0,00	69,30	0,00	57,28
4400	-420,0	-258,0	-133,5	-179,5	0,00	67,88	0,71	37,48
4800	-437,5	-291,0	-150,0	-190,5	2,12	120,21	2,83	23,33
5200		-297,0	-167,5	-200,0		127,28	2,12	9,90
5400		-302,0	-174,5	-207,0		134,35	4,95	0,00
5600		-298,5	-179,5	-205,5		129,40	6,36	2,12
6000		-302,5	-184,0	-208,0		133,64	7,07	1,41
6250			-188,5	-209,0			10,61	2,83
Média dos								
Desvios					2,82843	69,852	4,00694	55,3429

Tabela D.12 – Contra Pressão no Escapamento [mmHg]

rpm					Desvio	Desvio	Desvio	Desvio
	PC 10%	10%	PC 20%	20%	Padrão PC 10%	Padrão 10%	Padrão PC 20%	Padrão 20%
2000	36,0	50,0	63,0	62,0	1,41	4,24	0,00	0,00
2400	36,0	56,5	78,0	77,0	1,41	3,54	0,00	0,00
2600	38,0	60,0	88,5	86,0	1,41	4,24	0,71	0,00
2800	41,0	63,5	97,0	94,0	1,41	3,54	1,41	0,00
3000	41,0	64,5	104,0	101,0	2,83	3,54	0,00	0,00
3200	44,0	65,5	112,5	107,0	1,41	3,54	0,71	0,00
3600	48,0	72,0	134,0	124,0	1,41	7,07	0,00	0,00
4000	48,0	74,0	152,0	141,0	1,41	5,66	0,00	1,41
4400	47,0	80,0	165,5	160,5	0,00	12,73	0,71	6,36
4800	47,5	71,5	180,5	173,0	0,71	0,71	0,71	7,07
5200		72,5	190,0	168,5	0,71	2,12	1,41	9,19
5400		72,5	191,5	162,0		2,12	2,12	0,00
5600		73,5	193,0	171,5		3,54	2,83	10,61
6000		69,0	194,5	171,5		7,07	3,54	12,02
6250			189,5	171,0			7,78	8,49
Média dos								
Desvios					1,3435	4,54569	1,46135	3,67696

## Anexo E – Incertezas Máximas dos Resultados

A seguir apresentam-se as incertezas das medições realizadas durante os ensaios, para cada variável utilizada. As incertezas foram calculadas a partir da teoria de incertezas combinadas e incertezas de medições indiretas independentes.

Tabela E.1 – Incertezas associadas máximas

<b>Incertezas das medições</b>	
Rotação	$\pm 30$ rpm
Torque	$\pm 0,9$ N.m
Torque Corrigido	$\pm 0,9$ N.m
Potência	$\pm 1,0$ kW
Potência Corrigida	$\pm 1,0$ kW
Consumo efetivo	$\pm 0,5$ kg/h
Consumo específico	$\pm 16$ g/kWh
Lambda	$\pm 0.025$
Pressão atmosférica	$\pm 2,5$ kPa
Temperatura da água do motor	$\pm 2$ K
Temperatura do óleo do motor	$\pm 2$ K
Temperatura do ar	$\pm 1,5$ K
Fator de correção	$\pm 0,00025$

## **Anexo F – Materiais Utilizados para os Ensaios**

Abaixo é apresentada a lista de materiais utilizados neste trabalho, durante a montagem do motor, calibração da UCE, aquisição das curvas do motor e revisões do motor.

- 1- 2200 litros de gasolina C. 23% de álcool;
- 2- 25 litros de óleo SELENIA 15W40;
- 3- Um barômetro de mercúrio marca HOFFMANN – Faixa de medição: - 760 mmHg a 760 mmHg – Resolução: 2 mmHg;
- 4- Uma célula de carga Kratos, modelo MM, capacidade 200kg, N.º Série 3ABO549;
- 5- Um chicote de interligação entre os sensores e atuadores com a central eletrônica experimental, construído especificamente para a mesma;
- 6- Um tubos de selante para flanges, para vedação da tampa do comando de válvulas, da marca LOCTITE modelo 518;
- 7- Duas juntas de cabeçote específicas do motor;
- 8- Um computador PC com sistema operacional Windows 98, controlando o Dinamômetro;
- 9- Um software de aquisição de dados DC-101;
- 10- Uma unidade de comando do dinamômetro PID Xact;
- 11- Um dinamômetro Schenck W 130, N.º Fabricação LGW1169, Ano 1981, Potência Máxima 130 kW, Torque Máximo 400 Nm, Rotação 150 rpm a 10000 rpm
- 12- Uma fonte de alimentação 12V, para alimentação da sonda lambda do Horiba e do respectivo mostrador;
- 13- Uma sonda Lambda marca Horiba, de banda larga;
- 14- Um motor FIAT POWERTRAIN FLEX 1.8 8V, de Terceira Geração, número H40181068;

- 15- Um osciloscópio marca FLUKE, modelo 99B SCOPEMETER SERIES II 100 MHz;
- 16- Um sensor de detonação piezelétrico marca BOSCH;
- 17- Um rádio ligado ao sensor de Detonação
- 18- Uma sonda Lambda linear, marca ETAS, modelo LA2, n° de série:1452 Y261 A24 362, com sonda lambda marca BOSCH, modelo LSM11, alimentação 12 VDC;
- 19- Um sistema de balança de combustível AVL Fuel Balance Type 733S.18 REV. 04
- 20- Sensores de temperatura Novus TxRAIL, sendo 1 termopar TIPO K e 4 PT100;
- 21- Sete sensores de pressão Hytronic TM 01.