



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

Desempenho de formulações experimentais de gasolina em motor monocilíndrico de ignição por centelha com injeção direta

LUCIMAR VENÂNCIO AMARAL

Belo Horizonte  
Janeiro de 2019

Lucimar Venâncio Amaral

**Desempenho de formulações experimentais de gasolina em motor monocilíndrico de ignição por centelha com injeção direta**

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

Orientador: Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti

Co-Orientadora: Prof<sup>ª</sup>. Dr<sup>ª</sup>. Rita de Cássia Sebastião Oliveira

Belo Horizonte  
Escola de Engenharia da UFMG  
Janeiro de 2019

A485d

Amaral, Lucimar Venâncio.

Desempenho de formulações experimentais de gasolina em motor monocilíndrico de ignição por centelha com injeção direta [manuscrito] / Lucimar Venâncio Amaral. – 2019.

101 f., enc.: il.

Orientador: Fabrício José Pacheco Pujatti.

Coorientadora: Rita de Cássia Oliveira Sebastião.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f. 91 -101.

Bibliografia: f. 86-90.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Gasolina - Teses.  
3. Motores de combustão interna - Teses. 4. Automóveis – ignição - Teses. I. Pujatti, Fabrício José Pacheco. II. Sebastião, Rita de Cássia Oliveira. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. VI. Título.

CDU: 621(043)



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

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário  
31270-901 - Belo Horizonte - MG  
Tel.: +55 31 3409.5145  
E-mail: [cpgmec@demec.ufmg.br](mailto:cpgmec@demec.ufmg.br)

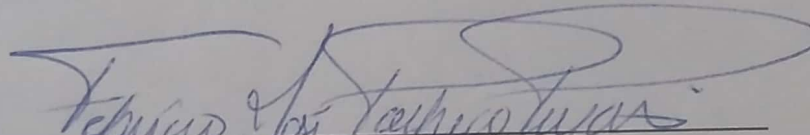
**"DESEMPENHO DE FORMULAÇÕES EXPERIMENTAIS DE GASOLINA EM MOTOR  
MONOCILÍNDRICO COM INJEÇÃO DIRETA"**

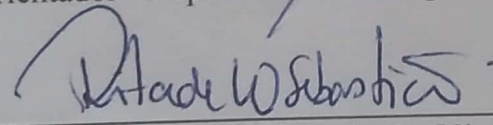
**LUCIMAR VENANCIO AMARAL**

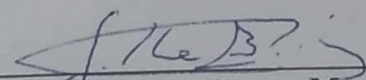
Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "ENERGIA E SUSTENTABILIDADE".

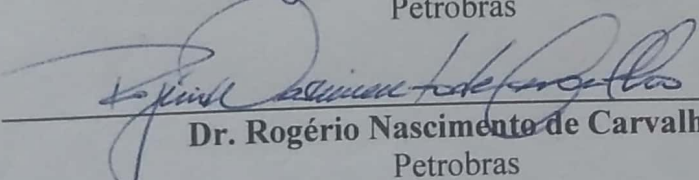
Dissertação aprovada no dia 25 de janeiro de 2019.

Por:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Fabricio Jose Pacheco Pujatti**  
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

  
\_\_\_\_\_  
**Prof.ª Rita de Cássia de Oliveira Sebastião**  
Co-orientadora - Departamento de Química/ UFMG

  
\_\_\_\_\_  
**Dr. Guilherme Bastos Machado**  
Petrobras

  
\_\_\_\_\_  
**Dr. Rogério Nascimento de Carvalho**  
Petrobras

“O futuro pertence àqueles que acreditam na beleza de seus sonhos”

Eleanor Roosevelt

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus, por abrir mais portas do que eu poderia imaginar e por me sustentar a cada dia em sua infinita bondade.

Aos meus pais, Vicente Venâncio Donizete e Maria Zilda do Amaral Donizete, que nunca mediram esforços em meu favor, e sempre caminharam comigo nos dias bons e maus.

Ao meu irmão Fernando Venâncio Amaral, que me encorajou com seus exemplos a subir mais um degrau, e por todos os dias de convivência e paciência.

A todos os amigos e família, que sempre compreenderam minhas ausências.

Ao meu orientador Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti e minha coorientadora Prof<sup>a</sup>. Dra. Rita de Cássia Oliveira Sebastião, por serem exemplos profissionais e pessoais, ao me direcionarem sempre aos melhores resultados durante a execução deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Ramon Molina Valle e Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baêta por todos os conhecimentos transmitidos, por acreditarem em meu trabalho, e por toda a estrutura cedida pelo CTM.

Aos engenheiros da Petrobras, Ana Carolina Bontorin e Guilherme Bastos Machado, pelos ensinamentos e orientações na execução dos experimentos e compilação dos resultados.

Aos responsáveis pela excepcional execução das análises experimentais Alysson Fernandes Teixeira e Rodrigo Andrade.

Às amigas de longa data: Letícia Lara, Inara Guimarães e Laylla Mendonça.

Aos amigos Nathália Santos, Bryan Castro, Carlos Castilla, Leonardo Fonseca, Vinícius Roso, Oscar Sandoval, Fernanda Dias Troysi e Miguel Barrientos pela amizade, apoio e companheirismo durante toda a pós-graduação.

À todos os amigos, diretores, coordenadores e professores de todas as instituições onde já lecionei. Em especial agradeço aos colegas docentes: Luciene Souza, Juliana Guedin, Hilton Alves, Natália Souza, Ione Assis, Vera Vasconcelos, Michelle Oliveira, Carla Renata dos Santos Souza e Gabriel Carrara, por me apoiarem e estarem sempre presentes do início ao fim de tudo.

Aos amigos da Igreja Batista Central.

Ao Alexandre Gomes, gerente administrativo do CTM por me auxiliar nos processos internos.

Aos graduandos em Química e Engenharia Mecânica Natália Souza e Victor Filipe Melo pelo apoio e contribuições no desenvolvimento desta pesquisa.

À Petrobras pelo fornecimento dos combustíveis suporte utilizado nos experimentos deste trabalho, firmado através do termo de cooperação 0698/2016.

À UFMG e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo apoio institucional para realização do projeto. A secretária Marina Cândida de Miranda Costa por toda atenção que me foi dada sempre que precisei.

À Capes pela concessão da bolsa de mestrado.

A todos que estiveram comigo nessa jornada, o meu sincero agradecimento.

## RESUMO

A gasolina é o combustível mais presente na matriz energética mundial. Segundo dados da Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, a ANP, em 2040 será atingido o pico na demanda por petróleo (ODDONE, 2018). Sendo assim, há constante necessidade de se associar pesquisas que visem aumento de eficiência e redução de consumo desse combustível nos motores de ignição por centelha. As formulações dos combustíveis comerciais podem conter centenas de componentes, dentre eles, hidrocarbonetos e oxigenados, que influenciam de maneiras distintas o desempenho dos motores em que são utilizados. Neste trabalho, foram selecionadas 6 diferentes formulações para análises através de ensaios experimentais em motor monocilíndrico de pesquisa, com uso de injeção direta e mistura estequiométrica, e uma gasolina comercial, classificada como gasolina *Premium*. Cada uma das formulações e a gasolina tipo *Premium* atendem ao mercado de veículos esportivos. As amostras foram testadas com o motor a plena carga, e rotações variando de 4000 a 5500 rpm com intervalos de 500 rpm. Todas tiveram sua combustão limitada pelo Limite de Detonação Inferior (LDI) e foram obtidas as seguintes propriedades com os ensaios: Pressão média efetiva indicada, consumo específico de combustível indicado (ISFC), ângulo de fração de massa queimada a 50% da combustão, eficiência de conversão de combustível ( $n_{cc}$ ), ângulo de fração de massa queimada entre 10 e 90% da combustão e temperatura de exaustão. A gasolina classificada como *Premium* apresentou a melhor centralização do processo de combustão, embora não tenha mostrado os melhores índices de desempenho (consumo específico de combustível e eficiência de conversão de combustível) e nem tenha o maior valor de octanagem (RON). Esses resultados poderão ser usados para desenvolvimento de novas formulações comerciais e para que se escolham percentagens adequadas dos hidrocarbonetos usados. Sendo assim, podem contribuir no desenvolvimento de gasolinas com melhor desempenho.

Palavras-chave: Gasolina, injeção direta, novas formulações, motor de combustão interna de ignição por centelha, motor monocilíndrico de pesquisa.

## ABSTRACT

Gasoline is the most present fuel in the world energy matrix. According to Brazilian National Petroleum, Natural Gas and Biofuels Agency - ANP, in 2040 will be reached oil peak demand (ODDONE, 2018). Thus, there is a constant need to associate research aimed at increasing efficiency and reducing the consumption of this fuels in spark ignition engines. Commercial gasolines could have hundred components which influence, in different ways, the spark ignition engine performs. In this work seven different formulations were tested in a single cylinder GDI (Gasoline Direct Injection) research engine with direct injection and stoichiometric mixture, one of these commercial formulations classified as *Premium* gasoline. Samples were tested with the engine at full load and speed ranging from 4000 to 5500 rpm at 500 rpm intervals. All had their combustion limited by the Lower Detonation Limit (LDI) and the properties were obtained with the tests: Indicated Mean Effective Pressure (IMEP), Indicated Specific Fuel Consumption (ISFC), Mass Burn Fraction at 50% (MBF50), Fuel Conversion Efficiency ( $\eta_{cc}$ ), Mass Burn Fraction at 10-90% (MBF10-90) and exhaust temperature. The gasoline classified as *Premium* presented the best centralization of the combustion process, although it did not show the best performance indices (specific fuel consumption and fuel conversion efficiency) and did not have the highest octane rating (RON). These results may be used to develop new commercial formulations and to select appropriate percentages of the hydrocarbons used. Therefore, they can contribute in the development of better performing gasolines.

Keywords: Gasoline, direct injection, new formulations, spark ignition engine, single cylinder research engine.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para ciclo Otto Ideal .....	21
Figura 2 – Ciclo de operação de um motor 4 tempos .....	23
Figura 3 – Comparação entre o ciclo real e ciclo ideal de um motor de compressão interna (MCI) .....	25
Figura 4 – Influência de $r_c$ e $\gamma$ na eficiência térmica.....	27
Figura 5 – Sistema biela-manivela do motor.....	29
Figura 6 – Curvas de potência e torque em função de rotação para motor alternativo .....	30
Figura 7 – Consumo específico de combustível em função da rotação do motor .....	34
Figura 8 – Sistemas de injeção de combustível em motores de ignição por centelha.....	35
Figura 9 – Sistema de injeção <i>Wall-Guided</i> .....	36
Figura 10 – Sistema de formação de mistura <i>Air-Guided</i> .....	37
Figura 11 – Sistema de formação de mistura <i>Spray-Guided</i> .....	37
Figura 12 – Influência do fator $\lambda$ no desempenho do motor.....	39
Figura 13 – Torque em função do avanço de ignição .....	42
Figura 14 – Consequências do avanço de ignição no diagrama PV.....	42
Figura 15 – Dados de pressão no cilindro, medida em diferentes ciclos de um motor SI monocilíndrico operando a 1500 rpm e MBT = 25° APMS.....	43
Figura 16 – Curva de fração de massa queimada em função da posição angular do virabrequim .....	45
Figura 17 – Curvas de pressão no cilindro sem e com detonação.....	47
Figura 18 – Visão geral da bancada de controle do SCRE mostrando os 4 sistemas de monitoramento e controle das grandezas .....	62
Figura 19 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE (Posição 1).....	64
Figura 20 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE (Posição 2).....	64
Figura 21 – Visão geral da bancada de ensaios com SCRE (Posição 3).....	65
Figura 22 – Visão detalhada dos sensores de monitoramento no INDICOM, injetor DI e vela de ignição. ....	65
Figura 23 – Diagrama de válvulas para minimização da retenção de gás queimado .....	67

Figura 24 – a) Exemplo de análise visual da curva de pressão no cilindro em combustão normal e b) Exemplo de análise visual da curva de pressão no cilindro com ocorrência de detonação.....	69
Figura 25 – Fluxograma do processo de calibração do SCRE.....	69
Figura 26 – NIMEP como função do combustível, do regime de velocidade de operação, da calibração para a condição de WOT.....	72
Figura 27 – MBF50 como função do combustível, do regime de velocidade de operação, da calibração para a condição de WOT.....	74
Figura 28 – Média do MBF50 como função do combustível, da carga e da calibração.....	75
Figura 29 – Detalhamento da curva de IMEP como função da formulação e do regime de velocidade de operação para a condição de plena carga e com lambda 1.0..	76
Figura 30 – Detalhamento da curva de consumo específico como função da formulação e do regime de velocidade de operação para a condição de plena carga e lambda 1.0	77
Figura 31 – Detalhamento da curva de eficiência de conversão de combustível como função da formulação e do regime de velocidade de operação para a condição de plena carga e lambda 1.0.	78
Figura 32 – MBF10-90 como função do combustível, do regime de velocidade de operação, da calibração para a condição de WOT.....	79
Figura 33 - Desenvolvimento do processo de combustão para as formulações experimentais em suas diferentes rotações.....	80

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1 – Propriedades físico químicas das amostras utilizadas .....</b>	<b>61</b>
<b>Tabela 2 – Características técnicas da instrumentação .....</b>	<b>66</b>
<b>Tabela 3 – Especificações técnicas do SCRE e condições de operação .....</b>	<b>67</b>
<b>Tabela 4 - Ranqueamento das formulações e gasolina Premium testadas.....</b>	<b>81</b>
<b>Tabela 5 - Comparação estatística entre conjuntos e dados.....</b>	<b>82</b>

## SIMBOLOGIA

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ANP – Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis

APMS – Antes do Ponto Morto Superior

B – Diâmetro do cilindro [m]

CA – ângulo do virabrequim, do inglês *crankangle* [graus]

CO – Monóxido de Carbono

CoV- Covariância [%]

$c_v$  – Calor específico a volume constante [kJ/kg.K]

DI – Injeção Direta, do inglês *Direct Injection*

DPMS – Depois do Ponto Morto Superior

E-EGR - Recirculação de gases de escape externo, do inglês *External Exhaust Gas Recirculation*

EGR – Recirculação de Gases de Escape, do inglês *Exhaust Gas Recirculation*

H<sub>2</sub>O – Água

IEA – Agência internacional de energia, do inglês *International Energy Agency*

$\dot{m}_{ar}$  – Vazão Mássica de Ar [kg/s]

IMEP<sub>g</sub> – Gross Indicated Mean Effective Pressure

IMEP<sub>n</sub> – Net Indicated Mean Effective Pressure

MBF – Fração de massa de combustível queimada, do inglês *Mass Burn Fraction* [Adimensional]

MBT – Máximo torque, ou menor ângulo de avanço pra o máximo torque, do inglês *Maximum Brake Torque* [N.m]

MCI – Motores de Combustão Interna

$\dot{m}_{comb}$  – Vazão Mássica de Combustível [kg/s]

$m_{total}$  – Massa Total de Gases presente no cilindro [kg]

N – velocidade de rotação do motor [rpm]

NBR – Norma Brasileira

NIMEP – Net Indicated Mean Effective Pressure

$n_R$  – número de rotações do virabrequim para cada ciclo do motor

OPEP – Organização dos Países Exportadores de Petróleo

P – Potência Indicada [kW]

PCI – Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]  
PFI – Injeção indireta de combustível, do inglês *Port Fuel Injection*  
PME – Pressão Média Efetiva [kPa]  
PMEI – Pressão Média Efetiva Indicada [kPa]  
PMI – Ponto Morto Inferior  
PMS – Ponto Morto Superior  
ppm – partes por milhão  
PROALCOOL – Programa Nacional do Álcool  
PV – Pressão versus Volume  
 $Q$  – Calor [kJ]  
 $Q_t$  – Calor total [kJ/s]  
 $r_c$  – Razão Volumétrica de Compressão [Adimensional]  
RPM – Rotações Por Minuto  
SI – Sistema Internacional  
ISFC – Consumo específico de combustível indicado, Indicated *Specific Fuel Consumption* [g/kW.h]  
T – Torque Indicado [N.m]  
 $T$  – Temperatura do fluido [°C]  
 $T_{ar}$  – Temperatura do Ar [°C]  
 $T_o$  – Temperatura de referencia [°C]  
TS – Temperatura versus Entropia  
U – Energia interna do fluido [J]  
UCE – Unidade de Controle Eletrônico  
 $U_R$  – Umidade Relativa do ar [%]  
V – Volume [m<sup>3</sup>]  
 $V_d$  – Volume deslocado [m<sup>3</sup>]  
 $V_c$  – Volume da Câmara de Combustão [m<sup>3</sup>]  
 $V_i$  – Volume Interno do Cilindro [m<sup>3</sup>]  
 $v_p$  – Velocidade Instantânea do Pistão [m/s]  
VVT – Comando de Válvula Variável, do inglês *Variable Valve Timing*  
 $w$  – Trabalho [kJ]  
 $\dot{w}$  – Taxa de produção de trabalho [kJ/s]

## SÍMBOLOS GREGOS

$\eta_v$  – Eficiência Volumétrica [adimensional]

$\theta$  – Ângulo do virabrequim [graus]

$\eta_t$  – Eficiência Térmica [adimensional]

$\eta_{global}$  – Eficiência energética global [adimensional]

$\eta_c$  – Eficiência de Combustão [adimensional]

$\eta_{cc}$  – Eficiência de Conversão de Combustível [adimensional]

$\lambda$  – Fator Lambda [adimensional]

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>16</b>
<b>1.1. ASPECTOS GERAIS</b> .....	<b>16</b>
<b>1.2. OBJETIVO GERAL</b> .....	<b>18</b>
1.2.1. <i>Objetivos específicos</i> .....	18
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>19</b>
<b>2.1. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA</b> .....	<b>19</b>
2.1.1. <i>Definição e história</i> .....	19
2.1.2. <i>Ciclo Otto ideal</i> .....	21
2.1.3. <i>Ciclo real para motores de ignição por centelha</i> .....	23
2.1.4. <i>Eficiência térmica teórica e indicado do motor de ciclo Otto</i> .....	26
2.1.5. <i>Eficiência de combustão</i> .....	28
2.1.6. <i>Eficiência global</i> .....	28
2.1.6. <i>Parâmetros geométricos de um motor de combustão interna</i> .....	28
2.1.7. <i>Torque e potência do motor</i> .....	29
2.1.8. <i>Trabalho indicado e trabalho de eixo</i> .....	31
2.1.9. <i>Eficiência mecânica</i> .....	32
2.1.10. <i>Pressão média efetiva</i> .....	32
2.1.11. <i>Consumo específico</i> .....	33
2.1.12. <i>Eficiência de conversão de combustível</i> .....	34
2.1.13. <i>Eficiência volumétrica</i> .....	34
<b>2.2. SISTEMAS DE CONTROLE DE FORMAÇÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL</b> .....	<b>35</b>
2.2.1. <i>Formação da mistura ar-combustível</i> .....	38
<b>2.3. GERENCIAMENTO ELETRÔNICO DO MOTOR</b> .....	<b>40</b>
<b>2.4. COMBUSTÃO</b> .....	<b>40</b>
2.4.1. <i>Variações cíclicas no processo de combustão</i> .....	43
2.4.2. <i>Combustão anormal</i> .....	46
<b>2.5. GASOLINA BRASILEIRA</b> .....	<b>47</b>
<b>2.6. ENSAIOS DINAMOMÉTRICOS</b> .....	<b>49</b>
<b>2.7. ESTADO DA ARTE</b> .....	<b>50</b>
<b>3. METODOLOGIA</b> .....	<b>59</b>
<b>3.1. PARÂMETROS ANALISADOS</b> .....	<b>60</b>

<b>3.2. PARÂMETROS DO COMBUSTÍVEL .....</b>	<b>61</b>
<b>3.3. SALA DINANOMÉTRICA .....</b>	<b>62</b>
<b>3.4. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS SCRE E CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO.....</b>	<b>66</b>
<b>3.5. AJUSTES DOS PARÂMETROS DO MOTOR MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA.....</b>	<b>68</b>
<b>3.6. METODOLOGIA DE ANÁLISES ESTATÍSTICAS .....</b>	<b>69</b>
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>71</b>
<b>4.1. ANÁLISES EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>71</b>
<b>4.2. ANÁLISES ESTATÍSTICAS .....</b>	<b>81</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>86</b>
<b>ANEXO I.....</b>	<b>91</b>
<b>ANEXO II.....</b>	<b>100</b>

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. Aspectos gerais

No cenário mundial atual, a demanda energética tem crescido cada vez mais. Segundo a Agência Internacional de Energia (*International Energy Agency – IEA*), no ano de 2050 serão atingidos os maiores índices de consumo energético do século (IEA, 2016).

A Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – ANP publicou, ao final de 2017, um estudo intitulado “Oportunidades na produção e no abastecimento” em que mostra média de crescimento anual de 6,2% da frota nacional de automóveis e motocicletas, de 2007 a 2016, fato que comprova o aumento da demanda por combustíveis também no cenário nacional (ANP, 2017).

A evolução dos combustíveis e motores ao longo do tempo tem permitido que estes alcancem cada vez melhores desempenhos no que diz respeito a níveis de consumo, emissão de poluentes e transformação de energia gerada na combustão.

Desde a segunda guerra mundial, o petróleo predomina dentre as fontes energéticas disponíveis, e o uso de seus derivados disseminou-se entre o meio industrial e para o setor de transportes, tendo como impulso a implantação da indústria automobilística no mundo. Essa disseminação, junto com a descoberta de grandes reservas de óleo no Oriente Médio, fez com que o sistema energético baseado em carvão e lenha sofresse uma transição para outro, baseado no petróleo (TILLMANN, 2013).

A Organização dos Países Exportadores de Petróleo – OPEP (*Organization of the Petroleum Exporting Countries – OPEP*), formada por Irã, Iraque, Kuwait, Arábia Saudita e Venezuela, criada na década de 60, assumiu o controle do mercado e consequentemente do valor do petróleo. A Arábia Saudita promoveu, em 1973, o embargo do petróleo e o preço do barril do petróleo subiu bruscamente.

Como consequência, o Brasil precisou recorrer a uma fonte energética alternativa, e o etanol anidro começou a ser implantado e utilizado pelo Programa Nacional do Álcool - PROALCOOL, na década de 70. Criado pelo governo brasileiro, o programa incentivou a substituição dos derivados de petróleo pelo etanol nos veículos automotivos, investindo na produção do etanol e sua comercialização acessível. (OHASHI, 2008).

O Proálcool perdeu predominância no Brasil a partir de 1986 em razão da queda do preço do Petróleo no mercado internacional e aumento do preço do açúcar. Em 1989, houve falta de etanol nos postos. Com isso, chegou ao fim o Proálcool, e em 1990 iniciou-se o declínio da comercialização de veículos movidos exclusivamente a etanol em território brasileiro. (OHASHI, 2008).

Em 1993 o então presidente Itamar Franco sanciona a Lei de número 8.723, de 28 de outubro do referido ano. Tal lei fazia parte da Política Nacional de Meio Ambiente e estabelecia que deveriam ser adicionados vinte e dois por cento de etanol à gasolina em todo território nacional. O principal objetivo é reduzir a emissão de óxidos poluentes e hidrocarbonetos por parte dos veículos. (BRASIL, 1993).

Desde então, o percentual de adição de etanol à gasolina tem sido ajustado, e atualmente devem ser adicionados vinte e sete por cento de etanol à gasolina comum, classificada como gasolina “C”, e vinte e cinco por cento à gasolina classificada como *Premium*. (BRASIL, 2015)

O etanol hidratado ainda é comercializado no País como combustível, e tem fração volumétrica de 94% de etanol e 6% de água. É produzido a partir da cana de açúcar, que é facilmente cultivada no Brasil, de clima predominante tropical (ANP,2011).

Atualmente, gasolina e diesel predominam como principais combustíveis para o abastecimento de automóveis e veículos pesados, mesmo com a vinda dos motores tipo *flexfuel*, no ano de 2003. Sendo assim, diversas estratégias para otimização do funcionamento do motor são utilizadas como ferramentas para a maximização da eficiência global e redução da emissão de gases poluentes.

Uma dessas estratégias é utilizar a adição de álcoois (metanol – não permitido no Brasil, e etanol – permitido no Brasil) e éteres para garantir maiores taxas de compressão ao motor e maior potência desenvolvida durante a queima (HEYWOOD, 1988). Além disso, os oxigenados funcionam como anti-detonantes, já que têm maior octanagem, resistem a maiores pressões e previnem uma combustão espontânea, chamada *knocking* ou detonação, que pode ser danosa ao motor.

Uma estratégia para aumento de eficiência e redução do consumo de combustível será destacada neste trabalho: A variação da composição de diversas formulações de gasolina, em função da adição de compostos carbônicos e oxigenados em suas formulações. Serão verificados e comparados 6 parâmetros de desempenho:

Consumo específico de combustível (ISFC – do inglês *Indicated Specific Fuel Consumption*), eficiência de conversão de combustível ( $\eta_{cc}$ ), ângulo da fração de massa queimada a 50% da combustão (MBF50 – do inglês *Mass Burned Fraction*), ângulo da fração de massa queimada entre 10% e 90% da combustão (MBF10-90), pressão média efetiva indicada (IMEP – do inglês *Indicated Mean Effective Pressure*) e temperatura de exaustão. Além das comparações, esses combustíveis serão ranqueados conforme sus desempenhos.

## **1.2. Objetivo geral**

O principal objetivo deste trabalho é analisar os parâmetros físico-químicos de seis formulações de gasolina e uma gasolina classificada como *Premium*, e correlacioná-los ao desempenho em um motor monocilíndrico de pesquisa. A correlação entre parâmetros físico-químicos e sua influência no desempenho do motor pode contribuir no desenvolvimento ou melhoria de formulações para atender diferentes necessidades de mercado.

### **1.2.1. Objetivos específicos**

A fim de alcançar os objetivos gerais, seguem os objetivos específicos:

1. Determinar a influência de compostos carbônicos e oxigenados no desempenho do combustível em motor monocilíndrico a centelha com uso de injeção direta;
2. Caracterizar a combustão de acordo com a fração de massa queimada;
3. Comparar os resultados experimentais para que novas formulações sejam desenvolvidas a partir do uso das informações deste banco de dados.

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1. Motores de Combustão Interna**

#### **2.1.1. Definição e história**

O objetivo de um motor de combustão interna de ignição por centelha a quatro tempos é a geração de potência mecânica a partir da energia química contida no combustível. Essa energia é liberada pela combustão ou oxidação do combustível dentro do motor, (HEYWOOD, 1988).

O primeiro motor de combustão interna foi concebido em 1862 por Beau de Rochas, que projetou condições necessárias para operacionalizar um motor de quatro tempos com ignição por centelha. Entretanto, nos dez anos seguintes, não foi construído um protótipo para sua ideia (HEYWOOD, 1988).

Em 1872, Nicolaus A. Otto e Eugen Langen criaram um motor que utilizava a força desenvolvida pelo pistão no movimento de expansão dos gases para auxiliar o pistão no movimento de admissão. Era um precursor do sistema de eixo de manivela com um volante de inércia. Esse motor mostrou eficiência máxima próxima dos 11% (HEYWOOD, 1988).

Em 1876, Otto adaptou um motor mais leve que operava com ciclo de quatro tempos (admissão, compressão, expansão e exaustão). Esse motor apresentou eficiência máxima de 14 % (HEYWOOD, 1988).

Posteriormente, em 1886, Karl Benz desenvolveu, na Alemanha, um motor que funcionava a dois tempos. Na Inglaterra, em 1882, James Atkinson projetou um motor de alta eficiência, porém com baixa durabilidade (FERGUSON, 2015).

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel patenteou um novo motor a combustão interna que utilizava um sistema de injeção direta de diesel na câmara de combustão. Este motor usava altas razões de compressão, gerando autoignição e combustão da mistura ar-combustível, com aproximadamente o dobro da eficiência dos motores desenvolvidos até então. (FERGUSON, 2015).

Após Diesel, o alemão Felix Wankel projetou um motor rotativo, que utilizava rotores com formato semelhante ao de um triângulo em vez dos pistões dos motores alternativos convencionais. Esse motor foi testado pela primeira vez com sucesso no ano de 1957 (HEYWOOD, 1988).

Em 1950 iniciou-se o desenvolvimento de sistemas mecânicos de injeção Diesel de combustível. Já em 1954 foi lançado o veículo esportivo de modelo “300 SL”, da Mercedes Benz. Esse veículo tinha um sistema de injeção Bosch, em que o combustível era injetado a alta pressão diretamente na câmara de combustão (BOSCH, 2001).

Em 1957 a *General Motors* desenvolveu e apresentou um sistema de injeção indireta de fluxo contínuo. Nesse sistema, as válvulas injetoras direcionavam o jato de combustível em direção às válvulas de admissão de cada cilindro, e a massa de combustível injetado era ajustada em acordo com o regime de operação do motor.

Nesse mesmo ano, a *Bendix* lançou o primeiro sistema eletrônico analógico de injeção de combustível, formado pela combinação de um modulador eletrônico e um comutador. O modulador gerava um pulso de comando que acionava a válvula injetora via comutador, para que se fornecesse a quantidade adequada de combustível (MILHOR, 2002).

Logo em seguida, a *Bosch* apresentou ao mercado um sistema mecânico de injeção em que a quantidade de combustível que a bomba injetora fornecia para as válvulas injetoras era definida através da condição de operação do motor.

O controle da emissão de gases de exaustão se iniciou nos Estados Unidos no ano de 1966, o que levou a indústria automotiva a investir em sistemas de controle eletrônico. Além disso, em 1973 a crise do petróleo fez com que o governo americano criasse regulamentações que levassem a economia de combustível. Essas regras eram baseadas na média de consumo dos veículos produzidos por cada montadora (RIBBENS, 1998).

Em 1979 a *Bosch* lança a chamada “*Motronic*”, sistema de gerenciamento digital do motor, que fazia a integração dos controladores de injeção e ignição em um único módulo. A partir desse fato iniciou-se lentamente o uso de sistemas em que um único módulo chamado “UCE” (Unidade de Controle Eletrônico) concentra ao mesmo tempos as funções de controle de injeção e ignição.

Paralelamente, o controle de exaustão de gases poluentes se tornou ainda mais rigoroso no mundo todo, junto do constante aumento da comercialização de veículos automotores. Com essas duas diretrizes, começaram a aparecer evoluções dos projetos de motores, caracterizadas pela aplicação de tecnologias como a injeção direta de combustíveis (do inglês, *Direct Injection - DI*), turbocompressores, comandos

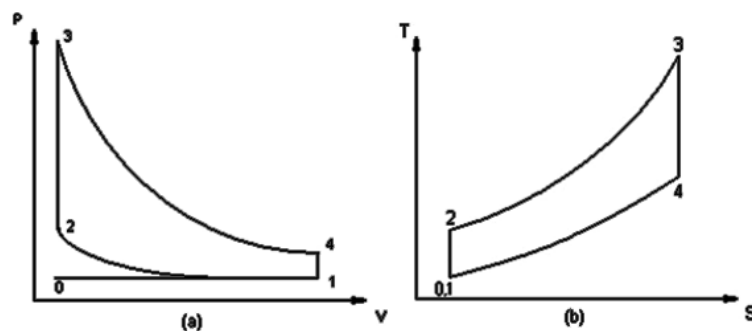
de válvulas continuamente variáveis (do inglês, *Continuously Variable Valve Timing - CVVT*), os recirculadores de gases de escape interno ou externo (do inglês, *Internal - External Exhaust Gas Recirculation - I-EGR / E-EGR*), sistemas de razão de compressão variável (do inglês, *Variable Compression Ratio - VCR*), e outros.

A combinação dessas tecnologias com o conceito *downsizing* (motores de pequeno volume deslocado, compactos e sobrealimentados que geram a mesma ou ainda maior potência quando comparados a motores de maior volume deslocado) tem mostrado redução no consumo de combustível e nas emissões de gases poluentes, bem como proporcionado boa dirigibilidade, (BONATESTA *et al.*, 2016).

### 2.1.2. Ciclo Otto ideal

Os motores de ignição a centelha têm como ciclo termodinâmico básico o ciclo Otto. Este ciclo é caracterizado principalmente pela combustão a volume constante e consiste em seis fases distintas. A análise do ciclo ideal é feita considerando-se que somente o ar, comportando-se como gás ideal, é admitido dentro do cilindro. A Figura 1 mostra o diagrama de pressão por volume, PV, e da temperatura pela entropia, TS, bem como as fases do ciclo Otto composto por dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos.

Figura 1 – a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para ciclo Otto Ideal



Fonte: HEYWOOD (1988)

As fases do ciclo Otto são classificadas como (HEYWOOD, 1988):

0 → 1 – Admissão do ar em processo adiabático: O fluido entra no cilindro à pressão constante.

$$Q_{0 \rightarrow 1} = 0 \quad (1)$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = P_0(v_1 - v_0) \quad (2)$$

1 → 2 – Compressão isentrópica: O fluido no interior do cilindro sofre compressão quando o pistão desloca do ponto 1 para o ponto 2.

$$Q_{1 \rightarrow 2} = 0 \quad (3)$$

$$w_{1 \rightarrow 2} = c_v(T_2 - T_1) \quad (4)$$

2 → 3 – Calor é introduzido a volume constante: A energia é transferida ao fluido a volume constante.

$$Q_{2 \rightarrow 3} = Q_e = c_v(T_3 - T_2) \quad (5)$$

$$w_{2 \rightarrow 3} = 0 \quad (6)$$

3 → 4 – Expansão isentrópica: O fluido no interior do cilindro se expande quando o pistão se desloca do ponto 3 para o ponto 4, produzindo trabalho útil.

$$Q_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad (7)$$

$$w_{3 \rightarrow 4} = c_v(T_3 - T_4) \quad (8)$$

4 → 1 – Rejeição de calor a volume constante: A energia sai do fluido a volume constante.

$$Q_{4 \rightarrow 1} = Q_s = c_v(T_1 - T_4) \quad (9)$$

$$w_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (10)$$

1 → 0 – Descarga de ar a pressão constante: O fluido sai do cilindro a pressão constante em um processo adiabático.

$$Q_{1 \rightarrow 0} = 0 \quad (11)$$

$$w_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_0 - v_1) \quad (12)$$

No ciclo ideal, o trabalho realizado para a introdução e retirada do fluido de trabalho (também denominado trabalho de bombeamento) é nulo. Desta forma:

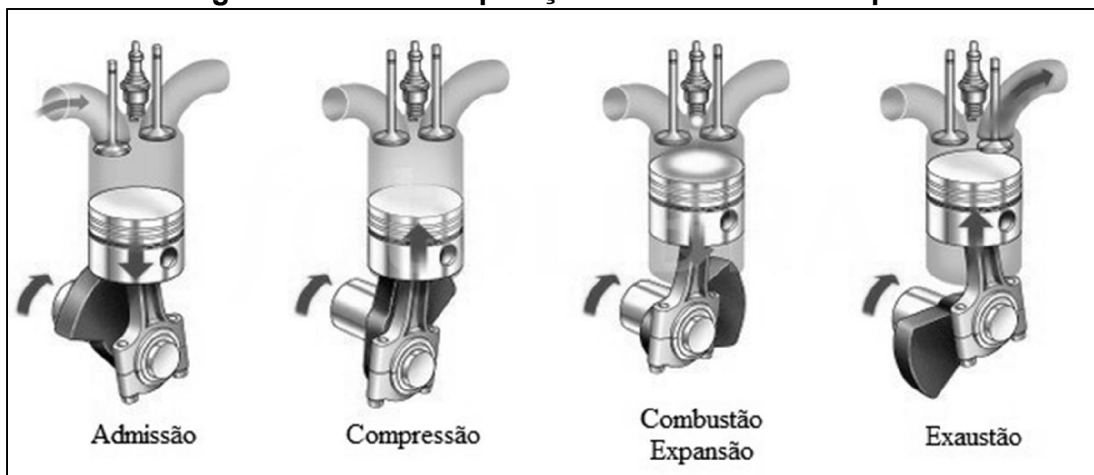
$$w_{0 \rightarrow 1} + w_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_1 - v_0) + P_0(v_0 - v_1) = 0 \quad (13)$$

### 2.1.3. Ciclo real para motores de ignição por centelha

O funcionamento de um motor do ciclo Otto de 4 tempos é representado na Figura 2, e há um movimento sincronizado entre pistões e válvulas na câmara de combustão. Os tempos são:

- (a) Admissão;
- (b) Compressão;
- (c) Combustão e expansão;
- (d) Exaustão.

**Figura 2 – Ciclo de operação de um motor 4 tempos**



Fonte: Adaptado de JOHANSSON (2006)

(a) Admissão: Este é o primeiro tempo, em que o pistão se desloca do ponto morto superior (PMS) até o ponto morto inferior (PMI). A válvula de admissão está aberta e a válvula de escape fechada. O movimento do pistão ocasiona o aumento do

volume interno do cilindro, que promove uma diferença de pressão e permite a entrada da mistura ar-combustível, dosado pelos eletroinjetores. A formação de mistura pode ocorrer via injeção direta ou indireta de combustível.

(b) Compressão: O segundo tempo se inicia quando o pistão atinge o PMI. A válvula de admissão se fecha alguns graus após atingir o PMI (AYALA *et al.*, 2006), e o pistão inicia um movimento ascendente em direção ao PMS, comprimindo a mistura e aumentando a pressão e temperatura no interior do cilindro. É importante citar que há um valor máximo da pressão no cilindro caso haja falta de ignição, correspondendo ao PMS termodinâmico, (do inglês, *Motoring*).

(c) Combustão: Alguns graus antes do PMS, a vela de ignição dispara uma centelha elétrica e a combustão se inicia. Há aumento de pressão no cilindro, o pistão é “empurrado” e inicia-se um movimento descendente. Os gases gerados na combustão se expandem, o pistão atinge o PMI e este tempo finda. Destaca-se que metade da combustão já ocorreu a aproximadamente 10 graus depois do ponto morto superior (DPMS), e chega ao fim a aproximadamente 30/40 graus DPMS. (HEYWOOD, 1988).

(d) Exaustão: A válvula de exaustão se abre e os gases saem do cilindro devido ao movimento ascendente do pistão. O pistão retorna ao PMS, a válvula de exaustão se fecha, a de admissão se abre e um novo ciclo se inicia.

Na Figura 3 é apresentado um diagrama PV para o ciclo Otto teórico, em um motor aspirado, e um ciclo real. (GIACOSA, 1988). No ciclo teórico não há perdas de calor, mas no ciclo real há trocas de calor com as paredes do cilindro, que gera uma perda de trabalho útil, conforme observado na região A. Neste caso, é possível observar que a combustão não ocorre a volume constante, fato evidente pela alteração da curva de pressão do motor. As perdas que ocorrem no ciclo real, em relação ao ciclo ideal, estão mostradas pela região B do diagrama.

Outra importante característica é que o ciclo ideal caracteriza o processo ocorrendo entre o PMI e PMS, fato que não ocorre de acordo com o diagrama do ciclo real. A abertura da válvula de admissão não ocorre exatamente no momento que o pistão deixa o PMS, mas estrategicamente em ângulos que melhorem a admissão da mistura no cilindro.

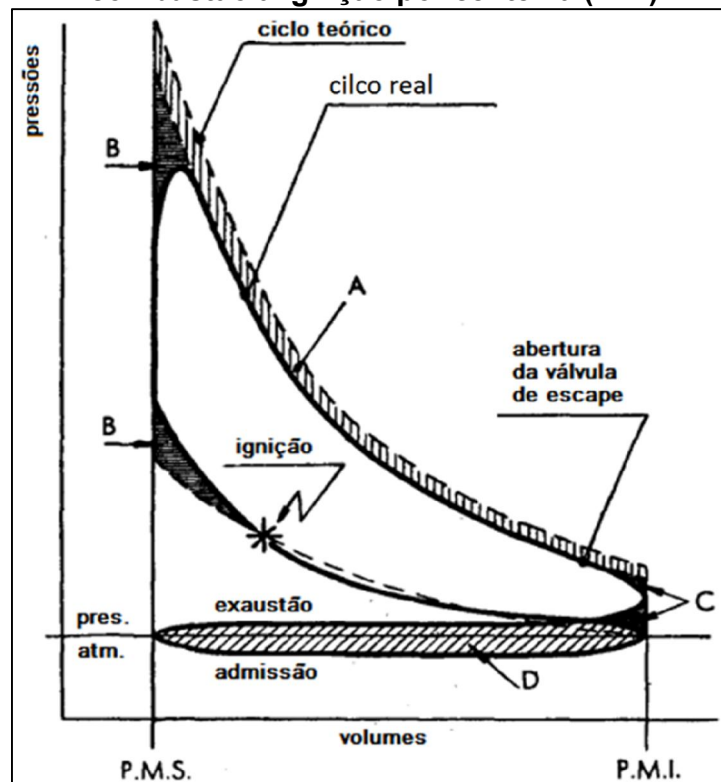
O fechamento da válvula de admissão também ocorre após o início da fase de compressão, e a mistura continua a ser admitida através da inércia do fluido até que

se alcance o equilíbrio entre a pressão interna do cilindro e a pressão atmosférica. Só assim a válvula de admissão fecha.

A região C evidencia as perdas ocorridas devido ao chamado “*blowdown*”, em que a válvula de exaustão abre durante o curso de expansão, e os gases que estão a uma pressão superior à pressão atmosférica são expulsos.

A região D indica as perdas por bombeamento, já que os processos de admissão e exaustão não ocorrem à mesma pressão no ciclo real. Observa-se que essas perdas são maiores que as perdas da região C, que contém o *blowdown*. (BAÊTA, 2006).

**Figura 3 – Comparação entre o ciclo real e ciclo ideal de um motor de combustão a ignição por centelha (MCI)**



Fonte: Adaptado de GIACOSA (1988)

A partir do ciclo real de um motor de combustão interna é possível calcular o trabalho indicado, o trabalho de bombeamento e as pressões médias efetivas.

O Trabalho Indicado Bruto (do inglês, *Gross Indicated Work*) é gerado pelo pistão, levando-se em consideração somente os tempos de compressão e expansão. Já o trabalho produzido pelo motor considerando todo o ciclo é chamado de Trabalho

Indicado Líquido (do inglês, *Net Indicated Work*), (HEYWOOD, 1988). Os parâmetros indicados, (do inglês, *Indicated*), relatam os fenômenos medidos no interior do cilindro do motor. Os parâmetros obtidos diretamente no eixo virabrequim do motor são denominados parâmetros de eixo.

O trabalho de bombeamento é o trabalho do ciclo somente nos tempos de admissão e exaustão.

A pressão média efetiva indicada (*IMEP – Indicated Mean Effective Pressure*) é definida como a pressão média hipotética no cilindro que, durante o tempo de expansão, produziria o mesmo trabalho indicado (HEYWOOD, 1988).

O *IMEP* pode ainda ser definido como  $IMEP_{gross}$  e  $IMEP_{net}$ . O primeiro é definido como a pressão média no cilindro, sem levar em consideração as perdas geradas pelo bombeamento, enquanto o segundo retrata a pressão já levando em consideração as perdas por bombeamento. A diferença entre esses dois parâmetros gera a pressão média efetiva de bombeamento (*PMEP – Pumping Mean Effective Pressure*) que é definida como a pressão média no cilindro que, durante o tempo de expansão, produz o trabalho equivalente aos tempos de admissão e exaustão. (HEYWOOD, 1988).

Como pressão média efetiva também há a chamada pressão média efetiva de eixo (*BMEP – Brake Mean Effective Pressure*) como sendo a pressão média hipotética nos cilindros que durante o tempo de expansão produz o trabalho equivalente ao trabalho de eixo do motor.

Já a pressão média efetiva de atrito (*FMEP – Friction Mean Effective Pressure*) é definida como sendo a pressão média nos cilindros que, durante o tempo de expansão produz o trabalho equivalente ao trabalho de atrito do motor. A *FMEP* é calculada através da diferença entre a pressão média efetiva indicada e a pressão média efetiva de eixo.

#### **2.1.4. Eficiência térmica teórica e indicado do motor de ciclo Otto**

O ciclo Otto ideal foi representado na Figura 1 e a Equação 14 apresenta a eficiência térmica que pode ser calculada pela razão volumétrica de compressão,  $r_c$ , definida como a razão entre os volumes do motor quando o pistão está no PMI e no PMS, e expoente politrópico,  $\gamma$ . Esse expoente é dado pela razão dos calores específicos ( $C_p/C_v$ ) a pressão e volume constantes (BAËTA, 2006).

$$\eta_t = \left[ 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \right]_{ideal} \quad (14)$$

O aumento da razão volumétrica de compressão e também da razão entre os calores específicos, resulta no aumento da eficiência térmica do motor (GIACOSA, 1988). A Figura 4 mostra a influência da razão volumétrica de compressão e da razão de calores específicos ( $\gamma$ ) na eficiência térmica teórica.

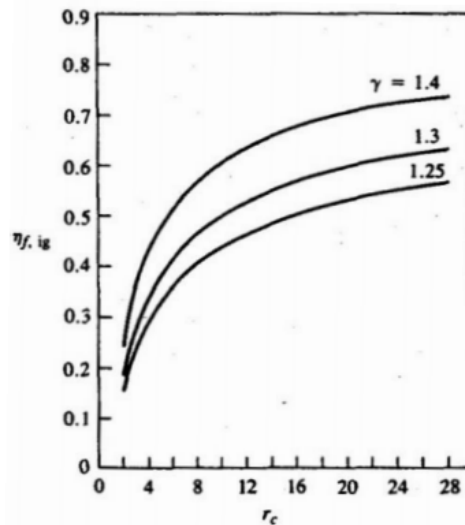
O cálculo da eficiência acima demonstrada é feito com várias simplificações, e espera-se que essa seja maior que a eficiência real.

É possível obter a partir do eixo do motor a eficiência indicada,  $\eta_{ti}$ , que é dada pela Equação 15 abaixo mostrada:

$$\eta_{ti} = \left[ \frac{w_i}{mf \cdot PCI} \right] \quad (15)$$

Em que  $w_i$  representa o trabalho indicado,  $mf$  representa a vazão mássica de combustível e “PCI” o Poder Calorífico Inferior.

**Figura 4 – Influência de  $r_c$  e  $\gamma$  na eficiência térmica teórica**



Fonte: HEYWOOD (1988)

### **2.1.5. Eficiência de combustão**

O tempo em que ocorre o processo de combustão em um motor é muito pequeno. Sendo assim, não há condições para que a totalidade de moléculas de combustível colidam com moléculas de oxigênio disponíveis no processo.

A eficiência de combustão ( $\eta_c$ ) é uma relação que permite calcular a fração de combustível que de fato é queimada, e pode ser definida como a razão entre a energia liberada ao final do processo, e a energia total que é fornecida ao motor, conforme Equação 16.

$$n_c = \frac{H_R - H_P}{m_{comb} \times PCI} \quad (16)$$

em que  $H_R$  é a entalpia dos reagentes [kJ],  $H_P$  é a entalpia dos produtos [kJ], PCI é o poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg] e  $m_{comb}$  é a massa de combustível [kg] consumida por ciclo.

### **2.1.6. Eficiência global**

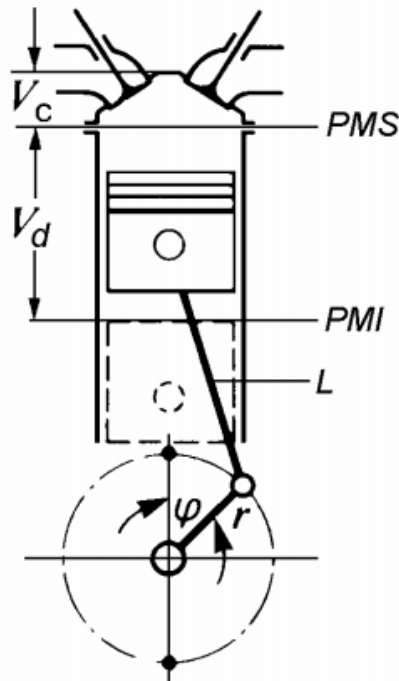
A eficiência global ( $\eta_g$ ) também é conhecida como “rendimento térmico efetivo” e é dado pela relação matemática entre a potência de eixo (P), massa de combustível ( $m_{comb}$ ) e Poder Calorífico Inferior (PCI), conforme Equação 17.

$$n_g = \frac{P}{m_{comb} \times PCI} \quad (17)$$

### **2.1.6. Parâmetros geométricos de um motor de combustão interna**

Os parâmetros geométricos de um motor são essenciais para o aprimoramento do projeto, do desempenho na faixa de operação, dos custos iniciais do motor, de sua instalação, da durabilidade, confiabilidade e dos custos de operação, (BAËTA, 2006). A Figura 5 ilustra as principais dimensões geométricas do motor para a determinação das características mais importantes do mesmo.

**Figura 5 – Sistema biela-manivela do motor**



Fonte: Adaptado de ADLER *et al.* (1993)

As linhas tracejadas limitam o movimento do pistão, do PMI (Ponto Morto Inferior) ao PMS (Ponto Morto Superior). A distância que o pistão consegue percorrer neste intervalo é chamada “curso do pistão” (L). O volume que o pistão desloca entre esses dois pontos é chamado “volume deslocado” (V<sub>d</sub>)

O processo de combustão se inicia no volume acima da superfície do pistão, quando este atinge o PMS, e esse volume recebe o nome de volume da câmara de combustão (V<sub>c</sub>).

Relações geométricas importantes também podem ser obtidas através da Figura 5. São elas: Razão volumétrica de compressão (rc), dada pela razão entre os volumes quando o pistão se encontra no PMI e no PMS, relação entre diâmetro e curso do pistão (R<sub>BL</sub>), e razão entre comprimento da biela e raio da manivela (R<sub>la</sub>). (HEYWOOD, 1988).

### **2.1.7. Torque e potência do motor**

O torque é um parâmetro que indica a capacidade do motor em realizar trabalho, e potência indica a que taxa que trabalho é realizado (PULKRABEK, 2004). O torque (T) governa a rotação de um corpo, e é calculado pelo produto da força (F)

pela distância ( $d$ ) entre o ponto em que foi aplicada a força e o eixo de rotação do corpo. A unidade para esta grandeza é Newton vezes metro ( $N.m$ ). O cálculo se dá pela Equação 18 (PULKRABEK, 2004).

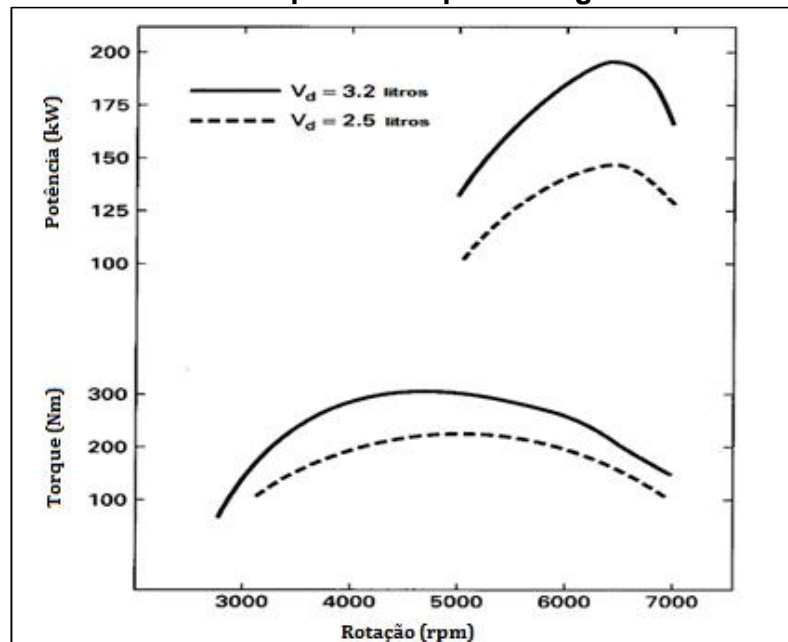
$$T = F \times d \quad (18)$$

Já a potência ( $P$ ), em [W], é dada pelo produto do torque ( $T$ ), em [N.m], e rotação do motor ( $N$ ), em [rpm]. A Equação 19 mostra o cálculo desse parâmetro (PULKRABEK, 2004).

$$P = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot N \quad (19)$$

A Figura 6 mostra exemplos de curvas de torque e potência para motores de movimento alternativo em função da rotação.

**Figura 6 – Curvas de potência e torque em função de rotação para motor alternativo operando a plena carga**



Fonte: Adaptado de PULKRABEK (2004)

Após atingir rotação de 5000 rpm, torque e eficiência volumétrica diminuem em virtude da ocorrência de perda mecânica com o quadrado da velocidade angular do eixo, logo, as perdas por atrito aumentam muito (PULKRABEK, 2004)

É possível observar também que a potência de eixo aumenta com o aumento da rotação do motor até chegar a um dado valor máximo, ponto em que começa a decrescer. Esse decréscimo ocorre em função das perdas por fricção, que se tornam um fator dominante para o motor a altas rotações. (PULKRABEK, 2004)

### **2.1.8. Trabalho indicado e trabalho de eixo**

O trabalho gerado pelo pistão, levando em consideração os ciclos de compressão e expansão, é denominado Trabalho Indicado Bruto (do inglês, *Gross Indicated Work*). Já o trabalho produzido pelo motor considerando todo o ciclo é chamado de Trabalho Indicado Líquido (do inglês, *Net Indicated Work*). Os parâmetros indicados, (do inglês, *Indicated*), sempre se referem aos fenômenos medidos no interior do cilindro do motor. Os parâmetros obtidos diretamente no eixo virabrequim do motor são denominados parâmetros de eixo. A diferença entre os trabalhos bruto e líquido é o chamado Trabalho de Bombeamento -  $W_p$  (do inglês, *Pumping Work*) (HEYWOOD, 1988).

Desenvolvimento de trabalho é o objetivo de qualquer motor de combustão (PULKRABEK, 2004).

De acordo com a Equação 20, o trabalho ( $W$ ) resulta da força ( $F$ ) exercida sobre a superfície superior do pistão ( $A_p$ ), que se desloca por uma distância ( $x$ ), em razão da pressão ( $P$ ) dos gases que são produtos da combustão (PULKRABEK, 2004).

$$W = \int F dx = \int P A_p dx \quad (20)$$

A área do pistão, multiplicada pela distância percorrida pelo mesmo, é equivalente ao volume ( $V$ ) deslocado pelo pistão. Para os motores de combustão interna, realiza-se a análise pela massa de gás ( $m$ ) dentro do cilindro. O volume ( $V$ ) é substituído pelo volume específico ( $v$ ), e o trabalho ( $W$ ) pelo trabalho específico ( $w$ ), chegando-se a Equação 21 (PULKRABEK, 2004).

$$w = \int Pdv \quad (21)$$

em que “ $P$ ” representa a pressão dentro da câmara de combustão, e o trabalho calculado pela Equação 21 é referente ao trabalho transferido dos gases da combustão ao pistão e será denominado, neste texto, de “trabalho indicado”. O trabalho entregue ao eixo do motor é menor que o trabalho indicado, uma vez que ocorrem perdas por fricção ( $W_p$ ) decorrentes do movimento das partes mecânicas do motor.

Sempre que forem citados parâmetros do tipo “indicado” e de “eixo”, terão o mesmo sentido colocado acima, ou seja, “indicado” refere-se ao interior do cilindro, e “de eixo” é o valor real disponibilizado pelo motor. (HEYWOOD, 1988).

### **2.1.9. Eficiência mecânica**

A eficiência mecânica ( $\eta_m$ ) é dada pela razão entre o trabalho de eixo ( $w_b$ ) e o trabalho indicado ( $w_i$ ). A Equação 22 indica essa razão. A eficiência mecânica para motores de ignição por centelha se encontra na faixa de 75 a 95% (PULKRABEK, 2004).

$$\eta_m = \frac{w_b}{w_i} \quad (22)$$

### **2.1.10. Pressão média efetiva**

A Pressão média efetiva é o melhor parâmetro para comparação de desempenho de motores, sendo obtida através da divisão do valor de trabalho por ciclo ( $W_c$ ) pelo volume deslocado por ciclo ( $V_d$ ), conforme Equação 23. A Pressão Média Efetiva (PME) possui unidade de força por área.

$$PME = \frac{W_c}{V_d} \quad (23)$$

A PME é a pressão média que deveria, em tese, ser exercida sobre o pistão durante o tempo de expansão, a fim de que se gerasse o trabalho equivalente. É

denominada para dados indicados como “IMEP”, do inglês *Indicated Mean Effective Pressure* (FERGUSON, 2015).

Através da substituição da Equação 19 na Equação 23, é possível relacionar a pressão medida efetiva com a potência do motor, obtendo-se a Equação 24, em que  $n_R$  refere-se ao número de revoluções do eixo por ciclo (FERGUSON, 2015).

$$PME = \frac{\dot{W} n_R}{V_d N} \quad (24)$$

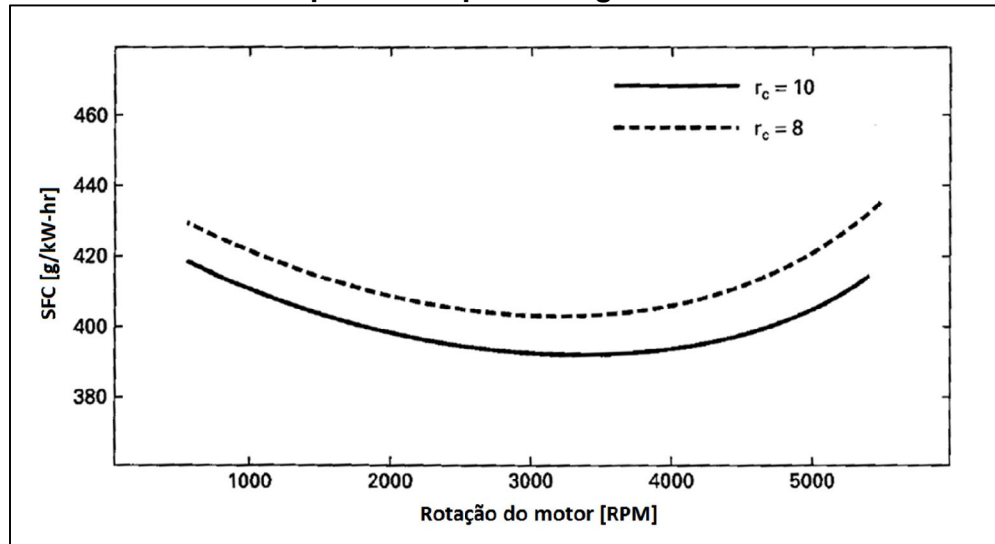
### **2.1.11. Consumo específico**

O consumo específico de combustível, denominado “SFC” (do inglês, *Specific Fuel Consumption*) mede o quão eficiente é um motor ao usar combustível para produzir trabalho. O cálculo dessa variável pode ser feito através da razão entre vazão mássica de combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ) e potência do motor ( $\dot{W}$ ), conforme Equação 25. (HEYWOOD, 1988).

$$SFC = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}} \quad (25)$$

Para uma dada pressão de admissão, o SFC diminui com o aumento da rotação do motor, até um ponto mínimo no qual o comportamento se inverte e o consumo específico passa a aumentar com o aumento da rotação do motor, devido ao aumento de perdas por atrito. A rotações muito baixas, o grande espaço de tempo entre os ciclos aumenta as perdas de calor e conseqüentemente o SFC sofre aumento. (PULKRABEK, 2004). O aumento da razão volumétrica de compressão ( $r_c$ ) resulta no aumento da eficiência térmica do motor, e redução do consumo específico, conforme mostra a Figura 7.

**Figura 7 – Consumo específico de combustível em função da rotação do motor operando a plena carga**



Fonte: Adaptado de PULKRABEK (2004)

### 2.1.12. Eficiência de conversão de combustível

Por mais que o consumo específico seja um indicador de eficiência do motor, há um parâmetro adimensional que relaciona a energia produzida com a energia fornecida pelo combustível. Esse parâmetro é a eficiência de conversão de combustível ( $n_{cc}$ ) sendo dada pela razão entre potência e produto do consumo de combustível pelo poder calorífico inferior. A Equação 26 mostra essa relação, que se refere a eficiência de conversão de combustível de eixo (PULKRABEK, 2004)

$$n_{cc} = \frac{1}{SFC \times PCI} \times 100 \quad (26)$$

### 2.1.13. Eficiência volumétrica

Os componentes do sistema de admissão de ar do motor, como trocadores de calor, filtro de ar, corpo de borboleta, coletor, pórtico e válvulas, impõem certa restrição à quantidade de ar que este consegue admitir.

O parâmetro que mensura a efetividade de um motor para a admissão é a eficiência volumétrica (HEYWOOD, 1988). A eficiência volumétrica ( $n_v$ ) é dada pela razão entre a massa real que é admitida ( $m_{ar}$ ) no cilindro e a massa de referência

(dada pela multiplicação da densidade do ar ambiente -  $\rho_{ar,i}$  e o volume deslocado -  $V_d$ ), que corresponde ao preenchimento completo do cilindro a dada pressão e temperatura. Esse parâmetro está representado na Equação 27.

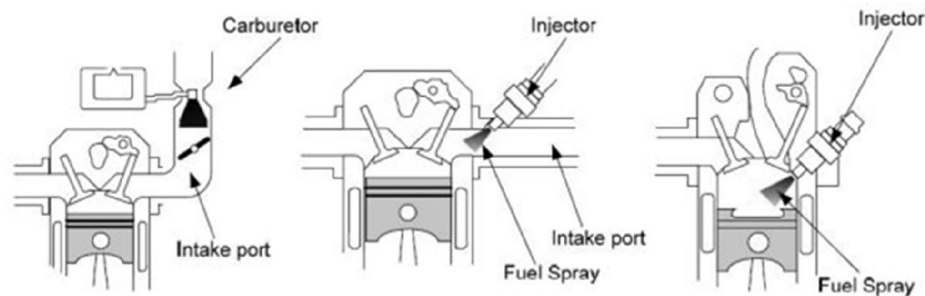
$$n_v = \frac{m_{ar}}{\rho_{ar,i}V_d} \quad (27)$$

## 2.2. Sistemas de controle de formação da mistura ar-combustível

Nos motores de combustão interna a centelha, há dois sistemas pelos quais se pode introduzir combustível: Sistema de injeção indireta, chamado PFI (*Port Fuel Injection*), e sistema de injeção direta, chamado DI (*Direct Injection*). Esses sistemas vieram substituir os sistemas carburados, que não atendem mais às legislações ambientais que regulamentam as emissões de poluentes no ar.

Nos sistemas PFI são instalados eletroinjetores que injetam o combustível nos dutos do coletor de admissão. Nos sistemas DI os eletroinjetores são instalados no cabeçote para injetar combustível diretamente na câmara de combustão do cilindro (ZHAO, 2010). Na Figura 8 é possível visualizar os dois sistemas.

**Figura 8 – Sistemas de injeção de combustível em motores de ignição por centelha**



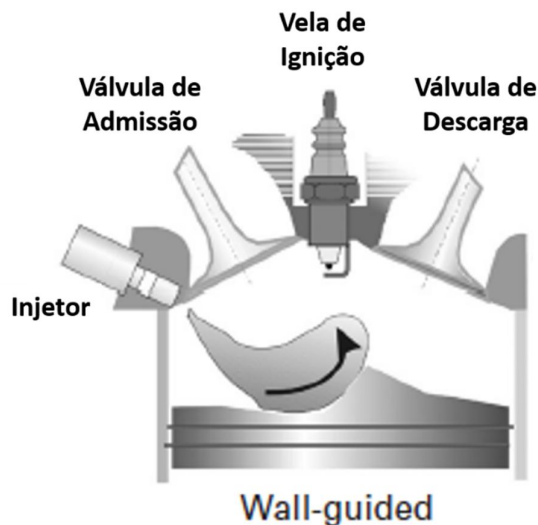
Fonte: Adaptado de Know Internal Combustion Engine (2016)

Japão e Europa foram os primeiros mercados a receber o sistema de injeção DI, em 1996 e 1997 respectivamente. A Mitsubishi fez o lançamento, que teve baixa aceitação inicial devido ao alto consumo de combustível, associado ao sistema de preparação de mistura, que era do tipo *Wall-Guided* ou *Air-Guided*, que por sua vez,

possibilitam o funcionamento em algumas condições operacionais do motor com mistura pobre e estratificada (ZHAO, 2010).

No tipo *Wall-Guided*, conforme Figura 9, a mistura é direcionada para a vela de ignição, via superfície na câmara de combustão. Um pistão é projetado de forma a fazer esse direcionamento (ZHAO, 2010), mas esse sistema dificulta sincronizar o instante de injeção e de ignição. Além disso, o combustível que se deposita nas paredes do cilindro e no próprio pistão propicia a formação de um filme fluido, que resulta em combustão incompleta. A geometria do pistão também faz com que a eficiência mecânica seja reduzida, já que é mais largo e mais pesado (ZHAO, 2010).

**Figura 9 – Sistema de injeção *Wall-Guided***



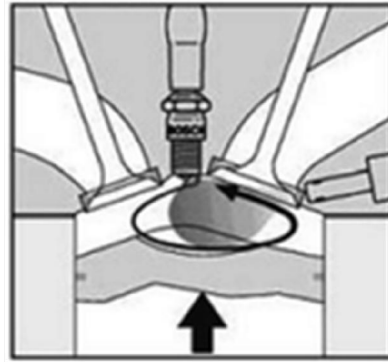
Fonte: Adaptado de ZHAO (2010)

Para o tipo *Air-Guided*, representado na Figura 10, há menor contato entre os combustíveis e a câmara de combustão, já que o objetivo é usar o fluxo para misturar o combustível ao ar. O grande entrave é que, para ser bem-sucedido, depende do direcionamento do jato de combustível e geração de uma estrutura de fluxo. Mais que isso, é necessário garantir a sustentação do fluxo na compressão. Os efeitos *swirl* e *tumble* reduzem a eficiência volumétrica e são negativos para a eficiência do motor.

Por esses sistemas citados não terem sido bem aceitos no mercado foi desenvolvido, em 2006, o conceito *Spray Guided*, em que a vela de ignição fica muito próxima ao injetor de combustível. Para tanto, a vela precisa estar muito bem

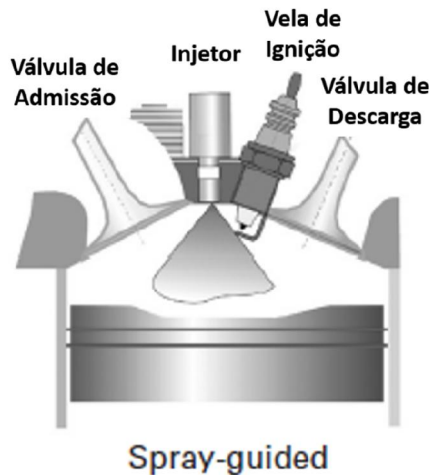
posicionada, próxima à nuvem de combustível (ZHAO, 2010). A Figura 11 mostra um esquema da formação de *Spray Guided*.

**Figura 10 – Sistema de formação de mistura *Air-Guided***



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

**Figura 11 – Sistema de formação de mistura *Spray-Guided***



Fonte: adaptado de ZHAO (2010)

Em 2006, BMW e Mercedes Benz implantaram esse sistema, e assim foi possível a operação de motores com misturas pobres, ocasionando economia de 10 a 20% de combustível, se comparado à injeção PFI para misturas estequiométricas. (ZHAO, 2010).

Os sistemas de injeção direta, como um todo, garantem uma combustão com maior uniformidade, evitam a condensação de combustível na parede do coletor de admissão e colaboram com o aumento de razão volumétrica de compressão.

A alta razão de compressão e a alta concentração da mistura ar-combustível no final da compressão fazem com que os motores de injeção direta apresentem altas temperaturas (ZHAO, 2010).

A troca de calor com as paredes ocorre com maior intensidade perto do PMS, e as perdas por transferência de calor nesse sistema são maiores em comparação com um motor PFI operando em condições estequiométricas. Outras desvantagens para os sistemas de injeção direta são: Maior atrito e aumento da energia requerida para acionamento da bomba de combustível de alta pressão. (ZHAO, 2010).

### **2.2.1. Formação da mistura ar-combustível**

Como explicado na sessão anterior, o combustível passou a ser injetado por sistemas eletrônicos diretos ou indiretos devido à legislação cada vez mais exigente sobre as emissões geradas por sistemas carburados.

Para determinar as massas de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) e de combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ), é necessário saber o número de mols das substâncias participantes da reação de combustão. Só assim é possível determinar a relação ar/combustível (AFR) da reação, conforme a Equação 28 (HEYWOOD, 1988).

$$AFR = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (28)$$

A mistura ar/combustível pode ser denominada estequiométrica, rica ou pobre.

A mistura estequiométrica possui, teoricamente, quantidades proporcionais de combustível e ar, o que proporciona queima completa, gerando CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O como produtos, além dos gases inertes que fazem parte do ar de admissão (HEYWOOD, 1988).

Já a mistura rica possui maior quantidade de combustível que ar, e a mistura pobre ocorre quando a quantidade de combustível é menor que a quantidade de ar presente no cilindro em relação à condição estequiométrica.

A relação ar/combustível real ( $AFR_{real}$ ) em função da relação ar/combustível estequiométrica ( $AFR_{est}$ ) é definida como fator lambda ( $\lambda$ ), conforme Equação 29.

$$\lambda = \frac{(\text{ar/combustível})_{real}}{(\text{ar/combustível})_{est}} = \frac{AFR_{real}}{AFR_{est}} \quad (29)$$

Sendo assim:

Se  $\lambda = 1$  → mistura estequiométrica;

Se  $\lambda < 1$  → mistura rica;

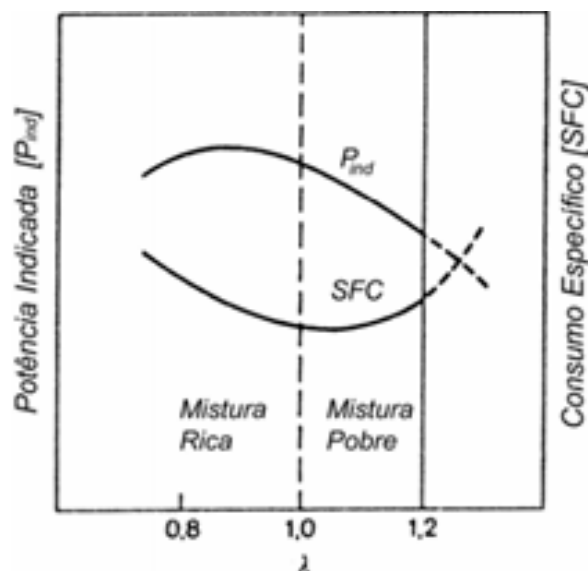
Se  $\lambda > 1$  → mistura pobre.

A partir de lambda ( $\lambda$ ), vazão mássica de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) e razão ar/combustível estequiométrica ( $AFR_{est}$ ) calculados, é possível determinar indiretamente a vazão mássica de combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ) necessária ao motor. A Equação 30 representa o cálculo da vazão mássica de combustível.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\lambda \cdot AFR_{est}} \quad (30)$$

A Figura 12 mostra como o fator lambda ( $\lambda$ ) influencia na potência indicada e no consumo específico de combustível.

**Figura 12 – Influência do fator  $\lambda$  no desempenho do motor operando a plena carga**



Fonte: Adaptado de ADLER *et al.*, 1993

### **2.3. Gerenciamento eletrônico do motor**

Até a década de 90, o fornecimento de combustível aos motores era realizado por um sistema totalmente mecânico chamado carburador. O carburador tem desempenho limitado, pois não fornece de forma precisa a quantidade de combustível para o funcionamento adequado do motor. Este fator, somado a novas legislações reguladoras dos níveis de emissões de poluentes, levou à substituição dos sistemas carburados por sistemas eletrônicos de injeção de combustível (RODRIGUES FILHO, 2014).

O controle eletrônico de um motor é feito por uma unidade central eletrônica, UCE, que gerencia toda a operação do motor. A UCE lê os sinais de vários sensores instalados no motor e calcula, por exemplo, a quantidade e o momento em que deve haver a injeção de combustível no cilindro. A programação do *software* instalado na UCE permite o controle e acionamento de sistemas auxiliares do motor, como, por exemplo, posicionamento do comando de válvulas e posição da válvula borboleta, que regula a quantidade de ar admitida pelo motor e, conseqüentemente, sua carga. (BAÊTA, 2006).

O sincronismo do motor é detectado pela UCE via sensor de rotação, instalado na roda fônica, sensor de fase, instalado no cabeçote, junto do comando de válvulas.

Sistemas de injeção de combustível possuem um sensor de oxigênio, a sonda lambda, que gera um sinal elétrico de tensão condizente com a diferença de concentrações de oxigênio entre a exaustão e o ambiente.

A sonda lambda detecta variações na concentração de oxigênio na exaustão, fato que a permite indicar se a mistura ar-combustível é estequiométrica, rica ou pobre. Assim, a UCE pode corrigir a quantidade de combustível injetada no cilindro para manter a mistura com a razão ar-combustível desejada no sistema.

As UCE's permitem empobrecer ou enriquecer a mistura durante aceleração ou desaceleração (PUJATTI, 2007)

### **2.4. Combustão**

A combustão pode ser definida como uma reação química em que carbono e hidrogênio de um combustível se combinam o oxigênio do ar para formar CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O (caso completa) e CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, HC e H<sub>2</sub>O, caso incompleta. O papel mais

importante de uma combustão é o fato de ser uma reação exotérmica, que libera energia para aquecer gases e promover o funcionamento de um motor. (GIACOSA, 1988).

Em motores de ignição por centelha (*Spark Ignition – SI*), a combustão ocorre quando uma parte da mistura ar-combustível reage ao entrar em contato com uma centelha elétrica emitida pela vela de ignição.

A temperatura dessa centelha é de aproximadamente 3000°C, sendo suficiente para ionizar as moléculas que compõem a mistura ar/combustível. Para que a reação ocorra em sua totalidade, é necessário que seja fornecida energia de ativação suficiente e que se garanta que as colisões que ocorrerão entre as moléculas de combustível e ar serão eficazes. Se a energia de ativação não for suficiente, a combustão não ocorrerá totalmente e apenas parte das moléculas que colidirem reagirão (BAÊTA, 2006).

A combustão se inicia no final da compressão, antes que o pistão chegue ao PMS. Caso seja muito adiantada, pressão e temperatura subirão excessivamente, já que o trabalho de compressão será muito alto, gerando calor e atrito em excesso.

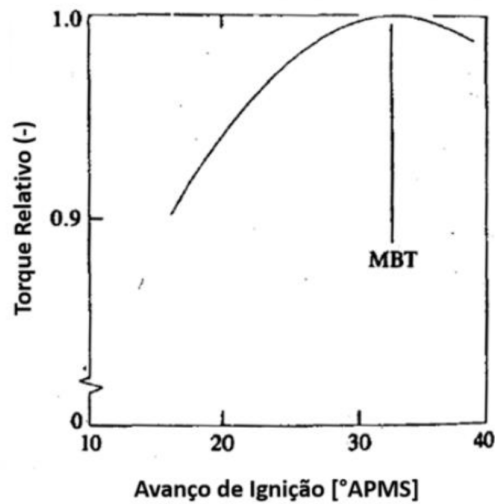
Em contrapartida, se a combustão for muito atrasada, o trabalho de expansão será reduzido, e mais calor será transferido ao escape, o que pode causar danos ao motor. (BAÊTA, 2006).

A combustão se propaga de 4 formas: Condução, difusão, radiação e convecção do calor gerado. Através desses processos, a mistura não queimada também é ignitada. (HEYWOOD, 1998).

A velocidade de propagação de chama dentro do cilindro é um parâmetro muito importante. Existe um momento exato para que a centelha seja liberada, para que o trabalho de compressão seja mínimo e os valores de pressão sejam máximos nos instantes iniciais da etapa de descida do pistão. Neste momento, o chamado MBT (*Maximum Break Torque*) é atingido, ponto em que há maior torque e menor consumo de combustível. (HEYWOOD, 1988).

A Figura 13 mostra a variação do torque de acordo com o avanço de ignição.

**Figura 13 – Torque em função do avanço de ignição**

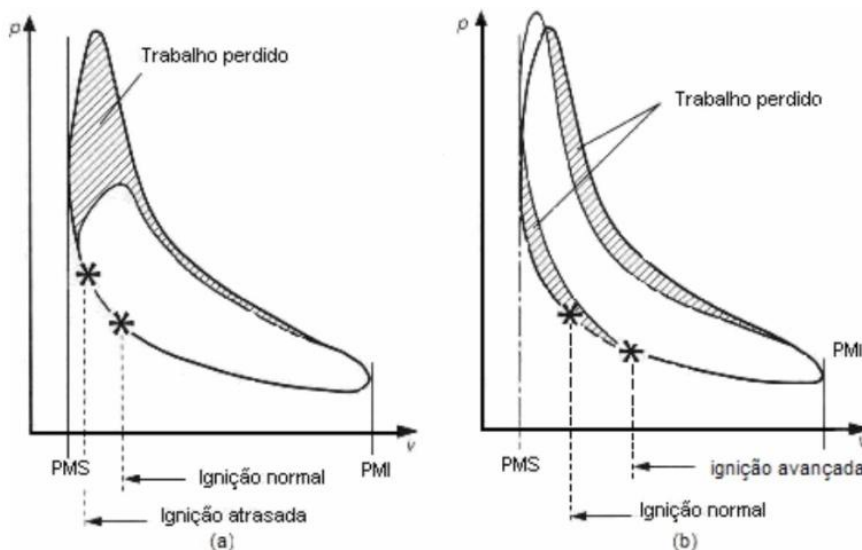


Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

A literatura pondera, para motores de ignição a centelha operando com gasolina, que 50% da fração de massa queimada deverá ocorrer entre 8° e 10° CA (ângulo do virabrequim. Do inglês, *crank angle*), e o pico de pressão entre 13° e 15° CA. Assim o avanço de ignição corresponde ao ponto de MBT. (AYALA *et al*, 2006).

Na Figura 14, é possível verificar o trabalho perdido quando o avanço de ignição está fora de MBT. (GIACOSA, 1988).

**Figura 14 – Consequências do avanço de ignição no diagrama PV**



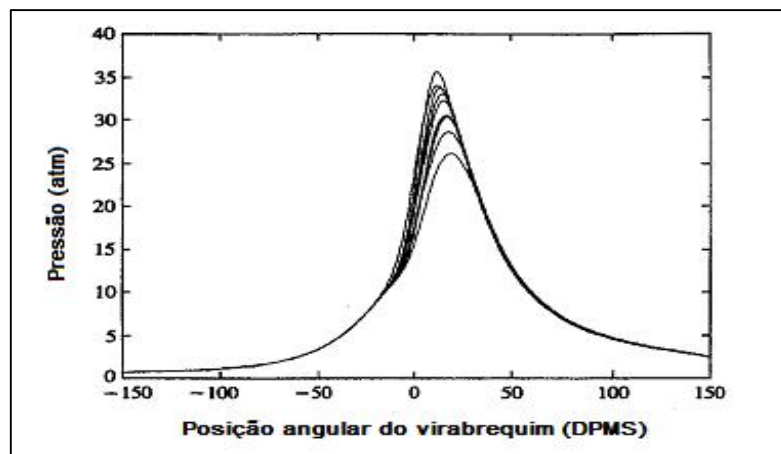
Fonte: Adaptado de GIACOSA, 1988

### 2.4.1. Variações cíclicas no processo de combustão

Em tese, cada ciclo de combustão que ocorre no cilindro do motor deveria ser exatamente igual a todos os outros. Devido à geração de turbulências, entretanto, há variações nos processos de admissão e no interior do cilindro a cada ciclo.

A Figura 15 ilustra essa variação através da variação de pressão no cilindro com a posição angular do virabrequim (HEYWOOD, 1988).

**Figura 15 - Pressão no cilindro em diferentes ciclos para motor SI monocilíndrico a 1500 rpm, plena carga e avanço de MBT = 25° APMS**



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (1988)

As principais causas dessas variações são: Variações nas quantidades de ar e combustível admitidas, variações na movimentação da mistura quando a centelha é emitida no cilindro e variação nas quantidades de gases residuais e mistura fresca, (HEYWOOD, 1988).

Os extremos de variações cíclicas limitam a faixa de operação do motor, sendo que queimas mais lentas aumentam a propensão a detonação e limitam a razão volumétrica de compressão a ser utilizada. Além disso, nesses ciclos existem maiores perdas de calor e alta probabilidade de queima incompleta (PULKRABEK, 2004).

A variabilidade cíclica da combustão é determinada através do coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada ( $COV_{IMEP}$ ).

Conforme mostra a Equação 31, o  $COV_{IMEP}$  percentual se dá pela razão entre o desvio-padrão das medições da IMEP ( $\sigma_{IMEP}$ ) e o IMEP médio.

$$COV_{IMEP} = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP_{m\u00e9dio}} \times 100 \quad (31)$$

O coeficiente de varia\u00e7\u00e3o da press\u00e3o m\u00e9dia efetiva indicada determina a variabilidade do trabalho indicado para cada ciclo, e \u00e9 relacionado \u00e0 estabilidade da combust\u00e3o e dirigibilidade dos ve\u00edculos. De acordo com a literatura, o limite de estabilidade da combust\u00e3o \u00e9 definido para  $COV_{IMEP}$  variando entre 3 e 5% (JUNG e IIDA, 2017)

A Equa\u00e7\u00e3o 32 relaciona os valores de press\u00e3o no cilindro e as varia\u00e7\u00f5es de volume durante a combust\u00e3o, em uma compress\u00e3o isentr\u00f3pica. Os gases n\u00e3o queimados t\u00eam um volume  $V_u$  para dado \u00e2ngulo de virabrequim, o volume denominado  $V_{u,0}$  corresponde ao volume ocupado pelos gases n\u00e3o queimados no momento em que a centelha \u00e9 emitida.

$$V_{u,0} = V_u \left( \frac{P}{P_0} \right)^{1/\gamma} \quad (32)$$

Os gases queimados em determinado \u00e2ngulo de virabrequim ocupam um volume chamado  $V_b$ . Assim, o volume  $V_{b,f}$ , demonstrado na Equa\u00e7\u00e3o 33, representa o volume ocupado por esses gases ao final da combust\u00e3o, que ocorre com expans\u00e3o isentr\u00f3pica.

$$V_{b,f} = V_b \left( \frac{P}{P_f} \right)^{1/\gamma} \quad (33)$$

Abaixo, representa-se o c\u00e1lculo da fra\u00e7\u00e3o de volume queimado,  $x_b$ , que \u00e9 relacionado ao volume dos gases queimados e n\u00e3o queimados e ao volume m\u00e1ximo do cilindro,  $V_u = V_b$ , conforme Equa\u00e7\u00e3o 34 (HEYWOOD, 1988).

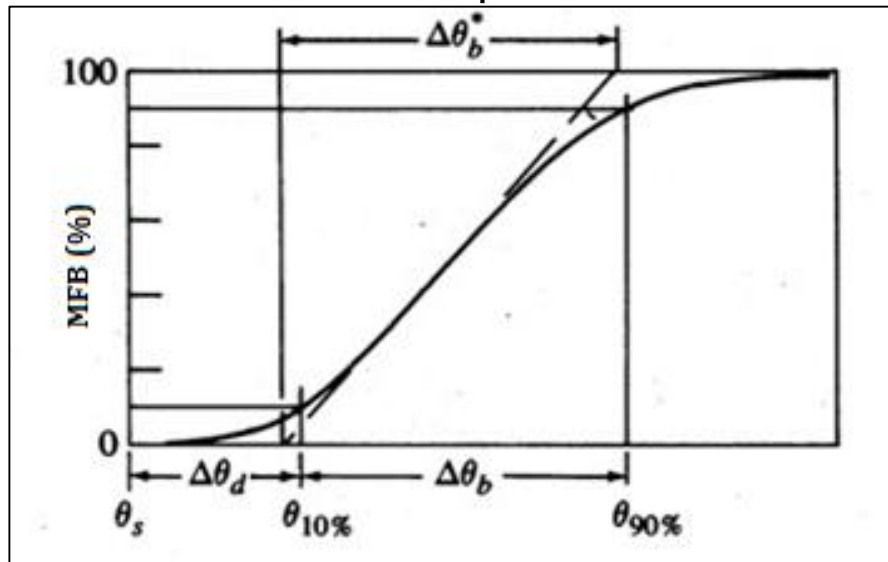
$$x_b = 1 - \frac{V_u}{V_{u,0}} = \frac{V_b}{V_{b,f}} \quad (34)$$

em que  $V_{u,0}$  é o volume total do cilindro no momento de emissão da centelha e  $V_{b,f}$  o volume total do cilindro ao fim da combustão.

A curva que representa as frações de massa queimada em função do ângulo de virabrequim, apresenta formato semelhante a um “S”, em razão do aumento lento da velocidade de queima após a emissão da centelha. Quando o processo de combustão chega a metade, a velocidade é máxima, e decresce até zero ao término do processo. (HEYWOOD,1988).

A Figura 16 apresenta a curva de fração de massa queimada - MBF (do inglês – *Mass Burned Fracion*).

**Figura 16 - Curva de fração de massa queimada em função da posição angular do virabrequim**



Fonte: HEYWOOD (1988)

Nesta figura é possível distinguir três fases da combustão pelo MBF, em que  $\theta_s$  é o ângulo de avanço,  $\Delta\theta_d$  é o período do desenvolvimento da chama e  $\Delta\theta_b$  é o período de propagação da chama. Por último é identificado a extinção da chama, em que a razão de queima da mistura é novamente reduzida.

### 2.4.2. Combustão anormal

Há quatro classificações possíveis para a combustão anormal nos motores de combustão interna a centelha: *misfire* total, *misfire* parcial, pré-ignição/autoignição da mistura e detonação (do inglês, *knocking*). (HEYWOOD, 1988).

O *misfire* total ocorre quando não há ignição da mistura. Há falha no início da formação da chama. O parcial ocorre em razão da propagação incompleta da frente de chama. *Misfire* total e parcial ocorrem pela prática de valores de avanço de ignição distantes em relação ao MBT, presença de mistura com excesso de ar na admissão, e/ou falhas no sistema de ignição. (HEYWOOD, 1988).

A pré-ignição se dá pelo início das reações de oxidação do combustível antes da centelha, e quando um ponto quente na câmara de combustão libera energia suficiente ao início das reações (do inglês, *surface ignition* ou *hotspot*), (HEYWOOD, 1988).

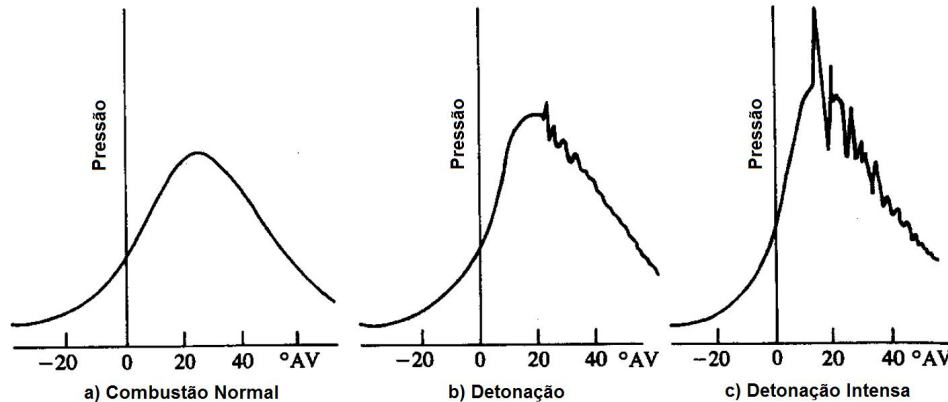
Dentre os outros fatores que contribuem para elevar a resistência à autoignição na mistura ar-combustível é a redução da temperatura na câmara de combustão. Isso pode ocorrer através de um maior calor latente de vaporização do combustível ou recirculação de gases de escape resfriados externamente e pela injeção indireta de água (RODRIGUES FILHO, 2014).

A detonação ocorre quando duas ou mais frentes de ondas de deflagração colidem e atingem velocidade supersônica (MACHADO, 2012). Logo após a ignição da mistura, uma frente de chama se propaga ao longo do cilindro e eleva a temperatura e pressão dos gases não queimados. Quando a temperatura de autoignição da mistura é alcançada, há o início de uma nova zona de combustão, que tem alta taxa de reações com oxidação. A combustão ocorre a volume constante, alta quantidade de energia é liberada em determinada região da câmara de combustão, e sua alta velocidade provoca elevada pressão nesta região, que se propaga pelo volume do cilindro e se reflete nas suas paredes. A Figura 17 ilustra esse fenômeno (TAYLOR, 1988).

A detonação pode ocorrer devido às condições de funcionamento do motor, tipo de combustível utilizado, relação da mistura ar-combustível e características geométricas do motor. Turbulência dentro do cilindro, geometria da câmara de combustão, posição da vela de ignição, ângulo de avanço de ignição, qualidade da mistura e razão volumétrica de compressão influenciam na temperatura e na pressão

ao final do tempo de compressão e, assim, na velocidade de propagação de chama. Esses fatores devem ser utilizados como recursos para evitar a detonação (RODRIGUES FILHO, 2014).

**Figura 17 – Curvas de pressão no cilindro sem e com detonação**



## 2.5. Gasolina brasileira

Os combustíveis, de origem fóssil ou não, são responsáveis pelo aporte de energia aos motores para seu funcionamento através da combustão com oxigênio obtido a partir do ar.

É importante o conhecimento de propriedades do combustível, como massa específica, poder calorífico inferior, octanagem e outras, para que sejam feitas previsões acerca do comportamento e desempenho no motor em que serão utilizados.

A gasolina é um combustível fóssil, e é obtida a partir do refino do petróleo. A gasolina automotiva é composta por hidrocarbonetos de cadeias que contém entre 4 e 12 carbonos, com pontos de ebulição que variam entre 30 °C e 215 °C (MACHADO, 2012). Esses hidrocarbonetos são compostos principalmente por parafinas (alcanos), naftenos (cicloalcanos) e aromáticos.

Além dos hidrocarbonetos, os oxigenados (que não são derivados de petróleo) são misturados às gasolinas após os processos de destilação e refino. No caso do Brasil, é feita a adição de etanol anidro principalmente para aumentar a octanagem a partir de uma fonte renovável, o etanol pode auxiliar na redução de emissões de monóxido de carbono (CO) pelos motores (MACHADO, 2012).

Os oxigenados possuem elevada octanagem, o que auxilia na obtenção de elevados desempenhos. Até 1989, o chumbo tetraetila era utilizado na gasolina para

aumentar a octanagem, entretanto, esse composto possui alta toxicidade e danifica os catalisadores automotivos, motivo pelo qual foi banido como aditivo da gasolina (MACHADO, 2012).

As gasolinas comerciais nacionais se adequam a especificações bem definidas, mas há variações naturais de propriedades físico-químicas entre as formulações nacionais. As gasolinas são provenientes das fontes de petróleo cru e passam por processos de destilação, craqueamento, reforma, alquilação, polimerização e isomerização. (MACHADO, 2012).

No Brasil, a adição de etanol anidro à gasolina é feita em percentual volumétrico que varia entre 18 e 27% v/v para as gasolinas tipo C (gasolina Comum) e entre 18 e 25% v/v para as gasolinas tipo *Premium*. Esses percentuais foram estabelecidos através da Resolução CIMA 01/2015 e Portaria 75/2015 do MAPA (Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento), respectivamente (BRASIL – Governo Federal, 2015).

No Brasil, são comercializadas 3 tipos de gasolinas: A, B, e C, sendo as gasolinas A e C o foco deste trabalho, uma vez que a de tipo B é de uso exclusivo para aviação.

A gasolina tipo A não é comercializada para a rede de abastecimento, já que é vendida apenas para as distribuidoras como base para a formulação da gasolina tipo C. A gasolina tipo A não contém etanol em sua composição. A gasolina tipo C, que por sua vez é produzida a partir da gasolina tipo A, contém etanol anidro em sua composição, e é comercializada na rede de abastecimento. (MACHADO, 2012)

A gasolina tipo C pode ser comercializada como “comum”, “aditivada” ou Premium.

A gasolina “comum” tem acréscimo apenas de etanol, atualmente em 27% v/v, conforme descrito anteriormente.

A gasolina “aditivada” tem a mesma especificação que a gasolina tipo “comum” e contém aditivos detergentes dispersantes, que por sua vez têm a função de minimizar a formação de depósitos nos bicos injetores, coletor, hastes e válvulas de admissão. (MENDES, 2012)

Para a determinação de resistência à detonação, são usados os valores de RON (do inglês – *Research Octane Number*) e MON (do inglês – *Motor Octane Number*). De acordo com a norma ASTM D2699, o método RON avalia a resistência

da gasolina à detonação, em situações em que o motor opera a plena carga em até 3000 rpm, e de acordo com a norma ASTM D2700 o método MON avalia a resistência da gasolina à detonação, em situações em que o motor opera a plena carga e acima de 3000 rpm.

O teste é feito em motores do tipo CFR (Do inglês, CFR – *Cooperative Fuel Research*). Esses motores são monocilíndricos com razão de compressão variável, instrumentados e montados em bases estacionárias. (MENDES, 2012)

No Brasil é usado o Índice Antidetonante (IAD) para a determinação de resistência a detonação. Esse índice consiste da média aritmética simples entre RON e MON. O valor é atribuído para as octanagens MON e RON e corresponde a um combustível que tem mesmo nível antidetonante que n-heptano. Já o valor 100 representa um combustível com as mesmas características de 2,2,4 trimetilpentano (iso-octano).

Embora esse valor varie entre 0 a 100, existem combustíveis compostos com octanagem maior que o próprio iso-octano, ou seja, maior que 100. Aromáticos puros, suas misturas, éteres e álcoois são exemplos de compostos que apresentam essa característica.

No Brasil, os índices regulamentados para determinação de octanagem são o IAD e MON. A Agência Nacional de Petróleo (ANP), determina para as gasolinas comuns e aditivadas IAD mínimo de 87 e MON mínimo de 82, e para as gasolinas *Premiums* o IAD mínimo de 91. (ANP, 2013).

Quanto ao nível de enxofre, todas as gasolinas tipo “C” comuns ou *Premium* têm baixo teor de enxofre desde 2014. A resolução da ANP nº 789/2019 determina que seu teor máximo de enxofre não ultrapassa 50 mg/kg, ou 50 partes por milhão (ppm). Na especificação anterior, as gasolinas continham até 800 ppm de enxofre.

## **2.6. Ensaio dinâmico**

A pesquisa experimental envolvendo motores é realizada com dinamômetros de bancada, controlados eletronicamente por computador.

Nesses ensaios o motor é instrumentado com sensores e os sinais que esses emitem são adquiridos por um sistema. Durante esses ensaios, os sistemas automáticos que controlam o motor podem ser reduzidos, sendo alcançada maior

flexibilização para ajuste de parâmetros de calibração à partir de uma central de controle de motor programável (BAÊTA, 2006).

Os testes em bancada podem usar estratégias desenvolvidas em pesquisas que sejam capazes de manter o funcionamento correto do motor, com baixo consumo, mesmo que haja presença de perturbações externas, inerentes ao funcionamento dos motores de combustão interna a centelha (PUJATTI, 2007).

Esses ensaios descrevem o comportamento do motor quanto a seu desempenho e confiabilidade. A norma NBR 1585 (ABNT, 1996) regulamenta a curva de potência necessária para esses ensaios.

## **2.7. Estado da arte**

Nesta seção, apresentam-se as discussões dos trabalhos mais relevantes da comunidade científica, junto de materiais disponíveis na literatura, cujo foco é o desenvolvimento de metodologias e pesquisas sobre desempenhos de novas formulações de gasolinas em motores de combustão interna a centelha. Na grande maioria dos estudos, há uso de motores multicilíndricos para testes com diferentes composições de gasolinas.

1. MACHADO, 2012, investigou formulações reduzidas que representassem gasolinas comerciais. Foi feita seleção dos componentes, análise de suas composições, testes em motor multicilíndrico, aquisição de parâmetros de desempenho em várias condições de operação. A implementação dessa metodologia permitiu a verificação de duas formulações que representam gasolinas comerciais de alta octanagem, já que apresentaram desempenhos muito próximos ao de uma gasolina comercial.

O autor utiliza 10 formulações reduzidas de gasolina contendo diferentes concentrações Iso-octano, N-heptano, Tolueno e Etanol anidro, sendo este último de concentração fixa em 25% v/v para todas as formulações.

Foi utilizado um motor Fiat Fire Tetrafuel 1.4 Litro, operando a condições de plena carga e carga parcial. Para as cargas parciais foi fixada abertura de borboleta do acelerador em dezesseis por cento de sua faixa angular de operação. As velocidades de teste variaram entre 5500 e 1500 rpm, com lambda em 0,9 e 1,0.

Foram aquiridos os seguintes dados para análise da influência dos componentes nos parâmetros de combustão no motor: IMEP, PMP, FMP,

Eficiência de combustão, Eficiência térmica, Eficiência mecânica, Retardo de ignição, Parâmetros de Wiebe e duração da queima.

Nesse trabalho, foi possível observar que de maneira geral, todas as formulações reduzidas utilizadas, não geraram nenhum tipo de problema operacional no motor comercial utilizado durante os testes realizados. Logo, todas poderiam ser adotadas para estudos de gasolinas comerciais oxigenadas com diferentes características físico-químicas.

O autor enfatiza, também, que a relação ar-combustível estequiométrica influenciou o consumo de combustível. As formulações com maiores relações ar-combustível estequiométricas levaram a menores consumos.

São destacados pontos positivos e negativos dos componentes usados para aplicação em novas formulações de gasolinas:

- n-heptano, contribuiu na redução do consumo de combustível, na melhoria da eficiência de combustão e aumento da eficiência global do motor em condições não sujeitas a detonação;

- Tolueno e iso-octano, são boas opções para aplicações em que sejam necessárias octanagem mínima elevada em motores de elevadas razões de compressão. O iso-octano pode ser mais vantajoso que o tolueno, devido a sua maior eficiência de combustão, térmica e global.

De maneira geral, MACHADO, 2012, conclui que o iso-octano é o mais versátil dentre todos os componentes testados, pois leva a efeitos desejáveis, como baixo índice de ocorrência de detonação, e resultados satisfatórios de desempenho e eficiência em todas as condições operacionais testadas.

As conclusões são extrapoladas para as classes de hidrocarbonetos correspondentes aos componentes usados, n-parafinas, iso-parafinas e aromáticos.

2. DINIZ NETTO, 2017, caracterizou e analisou tecnologias que maximizam a eficiência de conversão de combustível: Sistemas de injeção de combustível, sistema de injeção de água, controle da estrutura de fluxo e recirculação dos gases de escapamento e influência da relação volumétrica de compressão em motor monocilindro de pesquisa com uso de combustíveis E27 (gasolina brasileira) e H100 (etanol hidratado).

Para todas as etapas foram realizados testes independentes com cada um dos combustíveis utilizando dois sistemas de injeção: PFI e DI, cada um combinado a

quatro cargas (2, 3, 5 e 8 bar), duas rotações distintas (1000 e 2500 rpm), lambda estequiométrico e três razões volumétricas de compressão (11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1).

O autor avaliou os seguintes parâmetros obtidos com os testes: IMEP, MBF 50, MBF 10-90, MBF 50-90, pressão máxima no cilindro, consumo específico de combustível e eficiência de conversão de combustível.

Na primeira etapa, o autor caracterizou o motor monocilíndrico de pesquisa operando com combustíveis E27 e E100, dois sistemas de injeção, PFI e DI, três razões volumétricas de compressão: 11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1 e uma mistura ar/combustível homogênea de  $\lambda = 1,0$ .

Como resultado, verificou que com uso de E27 houve presença de detonação em rotações mais altas, que impediu o uso de avanço de ignição adequado, gerando frente de chama instável, e instabilidade a cada ciclo.

Quanto ao sistema de injeção, o sistema GDI proporcionou valores angulares de MBF50 mais baixos em cargas mais altas, já que o combustível é injetado diretamente no interior do cilindro. Houve exceção desse resultado no uso de E27 em cargas elevadas, que apresentou detonação, não permitindo uso de avanço de ignição adequado com deslocamento de MBF50.

Para MBF10-90 notou-se desaceleração da propagação de chama quando a razão volumétrica de compressão é aumentada. Esse resultado foi observado com o uso dos dois tipos de combustível.

Referente ao MBF 50-90 observou-se que quando se aumenta a razão volumétrica de compressão há aceleração da primeira metade do processo de combustão para ambos combustíveis, com exceção de cargas mais altas, em que ocorreu detonação. Para esse mesmo processo, foi observada desaceleração da segunda metade do processo de combustão.

Na segunda etapa, foi verificada a influência do aproveitamento de gases de exaustão - iEGR (do inglês – *internal Exhaust Gas Recirculation*) acerca dos parâmetros de desempenho do motor, em que foram usados uma única relação volumétrica de compressão (15,0:1), duas rotações (1000 e 2500 rpm), sistema de injeção direta, duas condições de carga (3 e 5 bar de IMEP), e variação do diagrama de válvulas de exaustão, sendo avaliados 5 pontos de fechamento da válvula de exaustão – 0, 17, 32, 47 e 62 graus DMPS.

Para esta etapa, verificou-se que houve desaceleração da queima da mistura, e redução das perdas por bombeamento do motor para o uso dos 2 combustíveis, E100 e E27.

Conclui-se, então, que a utilização de iEGR para o aumento da energia cinética turbulenta, é eficaz para recuperar a taxa de queima da mistura, o que resulta em um aumento na eficiência de conversão de combustível.

Na terceira etapa, foi feita a verificação da influência da alteração da estrutura de fluxo (*tumble*) sobre os parâmetros de desempenho do motor conjuntamente com a iEGR.

Neste caso, todos os ensaios foram realizados para razão volumétrica de compressão de 15,0:1, E100 e 3 bar a 2500 rpm.

Como resultado, verificou-se que a variação no diagrama de válvulas de admissão afetou a velocidade de queima da mistura e o uso do anteparo para mudança da estrutura de fluxo acelerou o processo de combustão. Com isso, a duração da queima foi menor, sendo o MBF 10-90 reduzido em torno de 35%.

A quarta etapa teve como objetivo verificar a influência da injeção de água sobre os parâmetros de desempenho do motor. Nesse caso, os testes do motor foram feitos com combustíveis E27, em dois sistemas de injeção, PFI e DI, com uso de razão volumétrica de compressão de 15,0:1 e injeção indireta de água a 8 bar de IMEP.

Através dos resultados da curva de covariância da pressão média efetiva indicada, observou-se que a utilização de água suprimiu o fenômeno de detonação sem prejudicar a estabilidade de combustão ciclo a ciclo.

Com a injeção de água, foi possível observar que a queima da mistura ocorreu mais rapidamente, e a água atuou como um agente antidetonante, aumentando o número de octanos na mistura.

O motor foi de uma condição limitada por detonação e passou a trabalhar em condição de MBT, que resultou em momento de centelha com máximo torque e maior eficiência de conversão de combustível.

3. TEIXEIRA, 2017, elaborou modelos matemáticos que diagnosticam a combustão em motores de combustão interna do ciclo Otto e são implementados em *softwares* comerciais. Esses modelos permitem a análise dos motores em laboratórios durante seu funcionamento em tempo real.

Para este trabalho, foi usado o *CalGraf*®, que é um suplemento do AVL *IndiCom*®.

Como resultado, a partir do sinal da pressão no cilindro em função da posição angular do virabrequim, é possível obter como saídas os seguintes parâmetros: MBF 50, MBF 10-90, MBF 50-90, curvas de torque, curvas de pressão e temperatura, entre outros. Também é possível verificar o diagrama PV do motor, com a pressão média efetiva indicada, pressão média efetiva de bombeamento e eficiência do ciclo.

Esses modelos foram validados experimentalmente, e através dos resultados é possível verificar que houve boa correlação entre a temperatura de pico dos gases não queimados e a presença de sinal de detonação na curva da derivada de pressão gerada.

As temperaturas foram determinadas através de testes realizados em um motor monocilíndrico de pesquisa, operando em condição estequiométrica e injeção indireta de combustível. Essas temperaturas apresentaram boa correlação às temperaturas de simulação.

Ainda para esse trabalho, foi observada boa correlação para a validação do modelo matemático através da filmagem com uso de *VisioScope*®. Há coerência entre a propagação de chama calculada através da curva de pressão no cilindro e a demonstrada pela filmagem em alta velocidade do processo de combustão, validando o modelo de forma satisfatória.

Por fim, referente a aplicação do modelo pós processado do banco de dados, foram validados os seguintes parâmetros (todos com boas correlações): Eficiências térmica e mecânica, pressão média efetiva de bombeamento, eficiência de combustão, temperatura da zona não queimada, velocidade de chama, velocidade da chama turbulenta e fator de turbulência médio, todos em função da carga e da rotação, com covariância aproximada de 4%.

4. MELO, 2012, analisou a combustão e a eficiência global de um motor multicilíndrico tipo FLEX operando com diferentes misturas de gasolina e etanol hidratado usando várias condições de operação do motor. Com isso, elaborou e validou um modelo para motor FLEX com o uso de dados experimentais para as diferentes misturas e operações do motor.

Para tais testes, foram usadas uma gasolina comercial do tipo E25 (gasolina com 25% de etanol anidro), etanol comercial hidratado (etanol contendo até 4,4% v/v

de água). A partir desses dois combustíveis, foram feitas misturas em base volumétrica de etanol hidratado em gasolina E25 em percentagens de 30, 50 e 80%, respectivamente.

No trabalho de MELO, 2012, foram executados testes para cargas parcial e plena.

Para trabalho em carga parcial foram utilizadas rotações de 2250 e 3875 rpm, torque de 60 Nm e lambda estequiométrico ( $\lambda = 1$ ). Para condição de testes em plena carga, foi utilizado 105 Nm de torque, rotações de 2250 rpm e 3875 rpm, e lambda igual a 0,9.

Para análise experimental adicional, foi incluído um ponto de baixa rotação, de 1500 rpm e 60 Nm e lambda estequiométrico e outro ponto de alta rotação, 4500 rpm com torque 105 Nm e lambda igual a 0,9.

É importante salientar que foi verificado o melhor ângulo de avanço de ignição para obtenção do máximo torque possível, ou seja, a condição de MBT. Para isso, MELO, 2012, utilizou aberturas de borboleta de aceleração próximas do ponto de operação de necessidade, sempre se verificando se não havia ocorrência de eventos de detonação e se o fator lambda estava coerente.

Para a simulação computacional, o *software* usado foi o BOOST® da AVL (AVL, 2011), sendo realizada a modelagem quasi-dimensional da combustão. Este *software* calcula as propriedades dos gases em cada passo de forma a manter a composição do gás na câmara de combustão atualizada a cada intervalo de tempo.

MELO, 2012 definiu as proporções em volume de cada componente envolvido, e usou, portanto, gasolina tipo A (sem etanol), etanol anidro e água como componentes. Sendo assim, o *software* realizou a simulação de diferentes percentuais de etanol hidratado na gasolina.

O *software* possui esses componentes catalogados em seu banco de dados, mas permitiu que o autor inserisse dados de poder calorífico inferior (PCI), massa específica e razão ar-combustível estequiométrica dos combustíveis experimentais, minimizando assim, as diferenças de propriedades dos combustíveis do programa e dos experimentais.

Quanto ao modelo de combustão, foi selecionado o de taxa de liberação de calor pré-definida, que é calculada pela equação de Wiebe. O modelo selecionado foi

o modelo de Wiebe em duas zonas, em que há uma divisão entre gases queimados e não queimados na câmara de combustão.

Para os resultados experimentais, MELO, 2012, verificou que, quando utilizada condição estequiométrica e 60 Nm de torque, a pressão máxima no cilindro do motor tendeu a se manter constante com a adição do etanol, exceto para 3875 rpm, em que a pressão aumentou e houve ocorrência de detonação com a adição de etanol, limitando o valor de avanço.

A combustão das gasolinas com etanol foi estudada em mais detalhes para rotação de 3875 rpm, torque de 60 e 105 Nm. Através de suas curvas de pressão em função do ângulo de virabrequim é possível verificar que a adição de etanol ocasionou aumento de pressão em alguns intervalos da curva e também variação do ângulo de virabrequim em que ocorre a pressão máxima.

O coeficiente de variação (CoV) também foi calculado para cada combustível e cada condição em que o motor foi operado. Observou-se para as condições de torque de 60 e 105 Nm combinadas à rotação de 3875 rpm, que a adição de etanol provocou uma significativa redução no CoV Pmax até o percentual de 50% de etanol hidratado, devido ao significativo aumento da octanagem.

Foram obtidas também as taxas de calor liberado para os valores de torque de 60 e 105 Nm, e verificou-se que o ponto de obtenção da máxima taxa de calor liberado é antecipado com a presença de etanol.

Considerando torques de 60 e 105 Nm, MELO, 2012 obteve resultados de consumo específico significativamente maiores com a adição de etanol hidratado devido ao menor poder calorífico inferior (PCI). Em relação à eficiência energética encontrada, os resultados com adição de etanol hidratado foram melhores em comparação ao uso de gasolina.

Para as simulações, MELO, 2012, obteve resultados muito próximos dos valores experimentais. Para vazão de ar, foi obtida diferença máxima de 0,6%. Para a pressão máxima e IMEP, a máxima diferença entre simulação e experimento foi de 4,9 %, valor considerado satisfatório.

Han, *et al.*, 2017, utiliza diferentes formulações para investigar seu comportamento através da análise do consumo específico de combustível, eficiência de combustão e emissões quando ensaiados em motor a injeção direta.

Suas formulações têm como componente base o isooctano, que é combinado a n-pentano, n-heptano, n-decano, éter metil butil terciário (MTBE) e tolueno, representantes de hidrocarbonetos de cadeia curta, média e longa, compostos oxigenados e aromáticos, respectivamente. A combinação é feita através de frações mássicas. Esses componentes foram selecionados pelo autor com base em outros trabalhos investigativos acerca da influência de aromáticos e oxigenados no comportamento dos processos de combustão.

O autor utiliza como instrumento de prova um motor multicilíndrico, com um turbocompressor e injeção direta de gasolina. São utilizadas 7 rotações para os testes: 1000, 1300, 1500, 1800, 2000, 2400 e 2800 rpm.

Como resultados, o autor relata que os alcanos de cadeia média e longa são eficientes na melhoria de velocidade de combustão, reduzindo o retardo de ignição e a temperatura máxima no cilindro, devido aos seus menores números de octanos.

Já os alcanos de cadeia curta reduzem o atraso de ignição e melhoram a estabilidade da ignição a cargas leves, uma vez que possuem menores números de octanos. Esses hidrocarbonetos têm um bom potencial em reduzir o consumo de combustível a cargas baixas e baixas rotações do motor.

Para todas as condições de operação, Han *et al.*, 2017, mostra que os aromáticos proporcionam maior economia de combustível, e o MTBE, pelo contrário, influencia negativamente no consumo de combustível, ocasionando seu aumento, devido ao processo de combustão instável.

Tomando por base todos os trabalhos discutidos nesta sessão, o presente estudo pretende analisar os resultados de diferentes formulações de gasolinas experimentais testadas em várias condições de testes aplicadas a um motor monocilíndrico a centelha. De maneira especial, destaca-se o uso de rotações elevadas quando comparadas aos demais trabalhos expostos nessa sessão. As rotações usadas no presente trabalho ilustram condições mais severas, representativas do uso em veículos esportivos, por exemplo.

O motor monocilíndrico foi escolhido pelo fato de propiciar condições controladas aos testes e permite avaliação do desempenho do combustível em teste sem interferência de outros cilindros ou sistemas.

Além disso, é necessário que sejam encontradas percentagens adequadas dos componentes presentes em formulações comerciais, para que se alcancem os melhores valores para consumo específico e pressão média efetiva indicada.

### 3. METODOLOGIA

A presente metodologia trata da caracterização experimental e avaliação de diferentes formulações de gasolinas em motor monocilíndrico de pesquisa (do inglês, *Single Cylinder Research Engine* - SCRE) de ignição por centelha com injeção direta. Foram feitos ensaios individuais de cada amostra. Essas amostras utilizadas foram disponibilizadas pelo Centro de Pesquisas Leopoldo Américo Miguez de Mello (CENPES), que sintetizou formulações contendo hidrocarbonetos de diferentes refinarias, e os forneceu junto de suas características físico-químicas.

As amostras foram previamente analisadas na origem e enviadas em tambores de 50 Litros de capacidade. Foram mantidas em ambiente fechado, ao abrigo da luz e temperatura média de 20°C.

Os testes foram realizados em condições de regime permanente, carga plena (do inglês, *Wide Open Throtte*) e estequiométrica ( $\lambda = 1,00$ ) a 4000, 4500, 5000 e 5500 rpm. Um codificador (AVL 365 C / 365 X) foi usado para determinar o ângulo do virabrequim - CA (do inglês, *Crank Angle*), para controlar o motor e o sistema de aquisição de dados. A Unidade de Controle Eletrônico (UCE), modelo AVL 427, também foi usada para controlar os parâmetros de injeção e ignição.

Os testes foram feitos com base na norma NBR ISO 1585. Parâmetros de refrigeração do óleo lubrificante e da água (temperatura e pressão) foram controlados pela unidade AVL 577. As temperaturas do líquido refrigerante e do lubrificante foram ajustadas em 80 °C e 90 °C, respectivamente.

Para a medição da vazão mássica de combustível e controle de temperatura dos fluidos foram utilizadas a balança modelo AVL 733S e o condicionador modelo AVL 753C, respectivamente. A temperatura do combustível foi ajustada em 20 °C para evitar a evaporação de hidrocarbonetos de cadeias leves. A Bomba de Combustível de Injeção Direta de Gasolina foi acionada externamente ao banco e ajustada a uma pressão manométrica de 100 bar.

O tempo de ignição inicial foi estabelecido em 20 °CA APMS para todas as amostras e uma varredura foi feita em torno deste ponto para atingir a condição de MBT, limitada por fenômenos de detonação.

O avanço final da ignição é escolhido de acordo com o desempenho máximo do motor, que depende das condições de carga, velocidade e combustível. Esse avanço é limitado pelo chamado LDI (Limite de Detonação Inferior), que ocorre antes

ou depois do alcance da condição de MBT, e é verificado através da observação de fenômenos de detonação via oscilação qualitativa na curva de pressão e analisados em tempo real pelo AVL IndiCom *Software* para posteriormente serem tratados.

A pressão no cilindro é medida com intervalo de ângulo de virabrequim de  $0,1^\circ$  pelo AVL *IndiModul 622*.

Foram utilizados três transdutores piezoelétricos para medir a pressão instantânea da entrada de ar (AVL-LP11DA), calibrado conforme pressão no cilindro (AVL-GU22CK) e pressão instantânea da porta de escape (AVL-GU21C).

A relação Ar / Combustível foi determinada pela concentração de oxigênio no coletor de escape, medida pelo sensor de banda larga Bosch LSU 4.2, calibrado conforme Tabela 2. Os dados foram adquiridos através de médias para três aquisições com duzentos ciclos cada.

Esta aquisição foi feita um minuto após a estabilização das condições de operação.

### **3.1. Parâmetros analisados**

A determinação experimental do comportamento de cada amostra foi realizada, e foram obtidos os seguintes parâmetros para análise:

- Rotação de trabalho, variando de 4000 e 5500 rpm com intervalos de 500 rpm;
- Pressão média efetiva indicada (IMEP);
- Covariância da pressão média efetiva indicada ( $CoV\ IMEP_n$ );
- Ângulo do eixo do motor correspondente a 10%, 50% e 90% da Fração de Massa Queimada (*Mass Burned Fraction*) na câmara de combustão (MBF10, MBF50 e MBF90);
- Consumo específico de combustível;
- Eficiência de conversão de combustível global.

### 3.2. Parâmetros do combustível

Conforme citado anteriormente, as amostras foram analisadas e vieram com sua respectiva caracterização físico-química, conforme Tabela 1, contendo os parâmetros abaixo, normalizados à partir dos valores unitários das propriedades referentes à gasolina classificada como *Premium*:

- RON;
- MON;
- Sensibilidade;
- Poder Calorífico Inferior - PCI (D4809);
- Calor de vaporização, kJ/kg;
- AFR, kg ar / kg combustível;
- Massa específica;
- Composição (% de Aromáticos, Olefinas, Saturados e Oxigenados).

**Tabela 1 – Propriedades físico químicas das amostras utilizadas**

PROJETO							
Identificação	AMOSTRA A	AMOSTRA B	AMOSTRA C	AMOSTRA D	AMOSTRA E	AMOSTRA F	Premium
RON	1,03	1,02	1,01	1,03	0,99	1,03	1,00
MON	1,03	0,99	1,05	1,01	1,01	0,98	1,00
Sensibilidade (RON - MON)	1,04	1,26	0,69	1,17	0,81	1,49	1,00
Massa específica @ 20°C (D4052)	0,97	0,90	0,93	0,90	0,95	0,94	1,00
P. vapor @ 37,8°C (D5191), kPa	0,94	0,97	0,98	1,00	0,90	1,01	1,00
PIE, °C	0,94	1,10	1,67	1,48	1,65	1,20	1,00
PCI (D4809), MJ/kg	1,09	1,15	1,11	1,14	1,13	1,14	1,00
Calor de vaporização, kJ/kg	0,69	0,80	0,62	0,82	0,67	0,85	1,00
AFR, kg ar / kg comb	1,10	1,15	1,12	1,15	1,14	1,15	1,00
Massa molar, g/mol	1,38	1,22	1,41	1,19	1,37	1,14	1,00
Energia específica, MJ/kg ar	1,00	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	1,00
Aromáticos, % m/m	-	0,34	0,42	0,24	0,72	0,03	1,00
Olefinas, % m/m	-	13,58	0,07	9,80	1,41	16,40	1,00
Saturados, % m/m	-	2,13	2,06	2,24	2,08	2,33	1,00
Oxigenados, % m/m	-	0,00	0,50	0,17	0,01	0,00	1,00
Não identificados, %m/m	-	0,12	0,11	0,01	0,12	0,00	1,00

### 3.3. Sala dinanométrica

O banco de testes utilizado é equipado com um dinamômetro modelo AVL DynoDur 160 (160 kW, 400 N.m e 10.000 rpm máximos).

A Figura 18 mostra a sala de controle, seus ambientes de monitoramento e controle de motor para os ensaios.

**Figura 18 - Visão geral da bancada de controle do SCRE mostrando os 4 sistemas de monitoramento e controle das grandezas**



De forma a integrar o sistema de aquisição e monitoramento, fez-se a comunicação dos *softwares* INDICOM e PUMA, para que os parâmetros calculados no INDICOM sejam repassados ao sistema do PUMA e vice-versa e, portanto, sejam armazenados e monitorados na mesma base de tempo. O *setup* do sistema de aquisição é feito da seguinte forma:

- O sistema PUMA recebe informações de um conjunto de dados referente a uma média móvel de 200 ciclos, armazenados no INDICOM;

- O sistema PUMA é ajustado para armazenamento de 60 segundos de informações para cada ponto do plano cotado (que contempla rotação x carga) que foi ensaiado;
- O sistema INDICOM é utilizado para armazenamento de informações ciclo a ciclo, sendo a base de tempo referenciada com o ângulo do virabrequim e a aquisição é realizada para 200 ciclos;

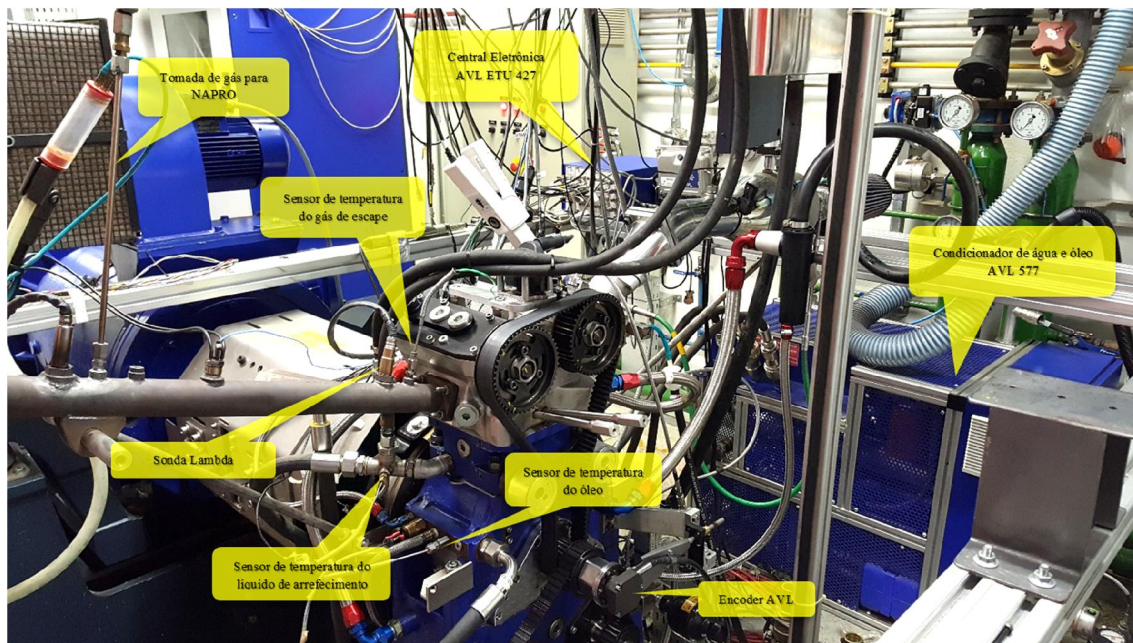
Como não há integração completa entre os sistemas, há necessidade de tratamento dos dados em sistema à parte. Cada conjunto de dados armazenados nos arquivos base é mantido armazenado em um banco de dados específico. Esses arquivos exportados passam por uma rotina específica do software Matlab® que preenche, então, um documento padrão, que contempla grandezas medidas e calculadas conforme Anexos I e II.

Ao final dos testes, o *software* PUMA cria arquivos em que armazena uma cópia com os 200 ciclos aqisitados, e caso seja necessário, é possível obter detalhadamente a curva de pressão do cilindro, pressão na admissão e escapamento, taxa de liberação de calor, fração de massa queimada e estimativa de temperatura dentro do cilindro, além de sinais de injeção, ignição e corrente no primário da bobina para cada ponto do plano cotado utilizado como referência para ensaios.

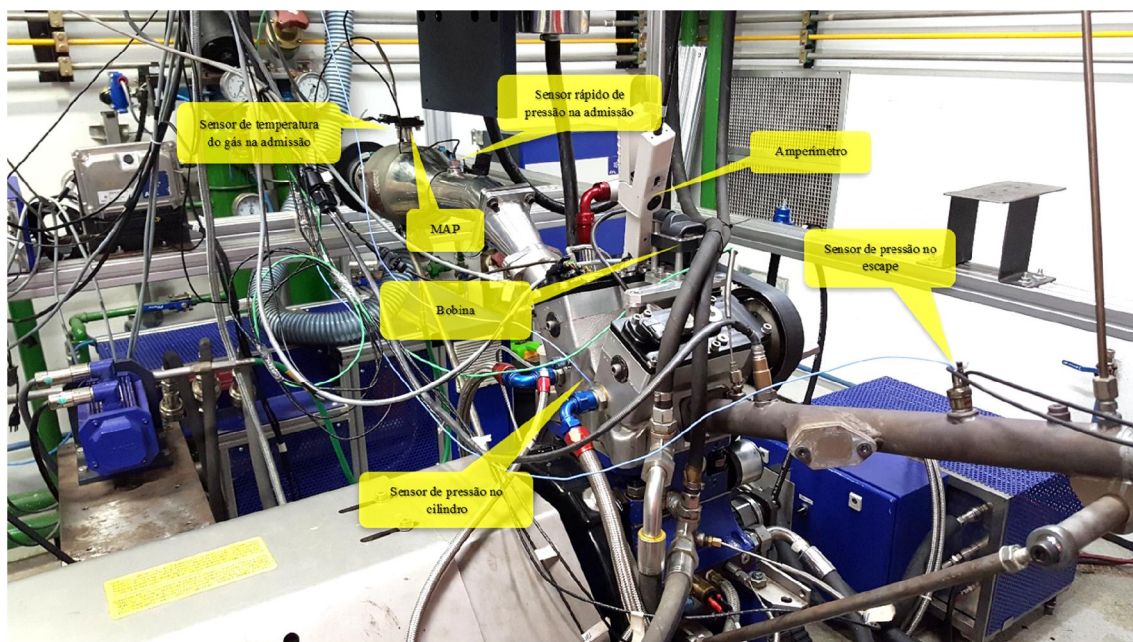
Nas Figuras 19 a 22 são ilustrados os posicionamentos dos sensores no banco de prova e indicados os dispositivos utilizados para mensurar/controlar grandezas mostradas no Anexo I. Por meio das Figuras é possível observar os equipamentos utilizados para controle da temperatura da água, óleo e combustível e os locais de medição de pressão e temperatura na admissão e escapamento. São mostrados também, a localização da sonda lambda, o equipamento para medição da composição química dos gases no escapamento e posicionamento dos componentes base para o sistema de injeção e ignição, tal como injetor DI, bombas de combustível, vela de ignição e bobina, dentre outros.

Na Figura 22, tem-se uma visão geral dos sensores utilizados para aquisição de informações sobre o funcionamento do motor: Pressão dentro do cilindro, pressão do gás na admissão e no escapamento, além do injetor DI e a vela de ignição.

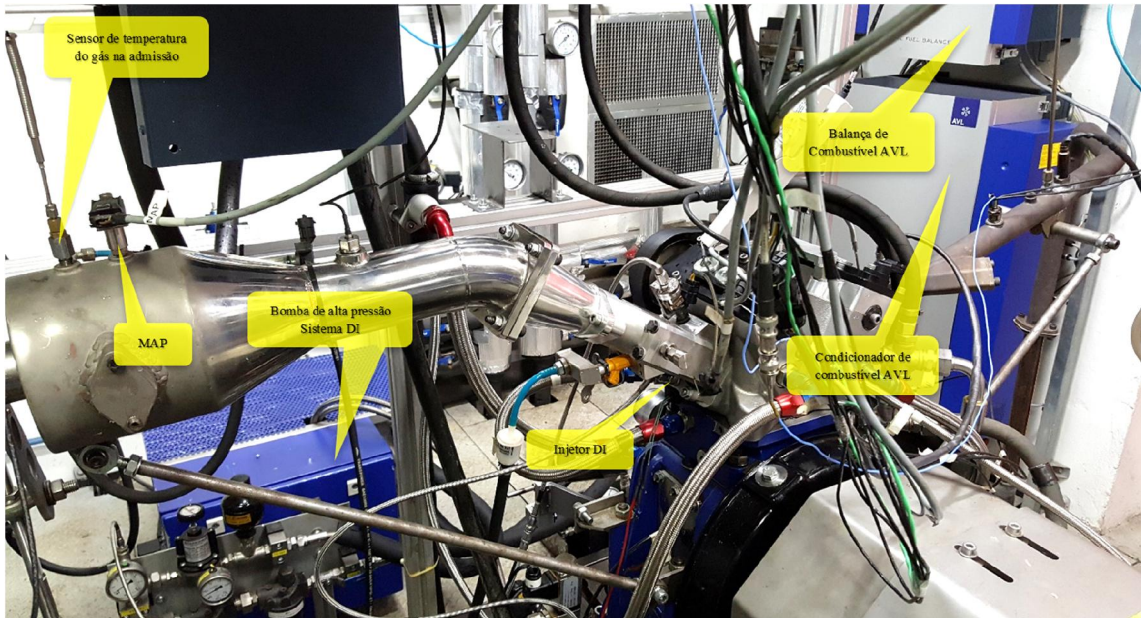
**Figura 19 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE (Posição 1)**



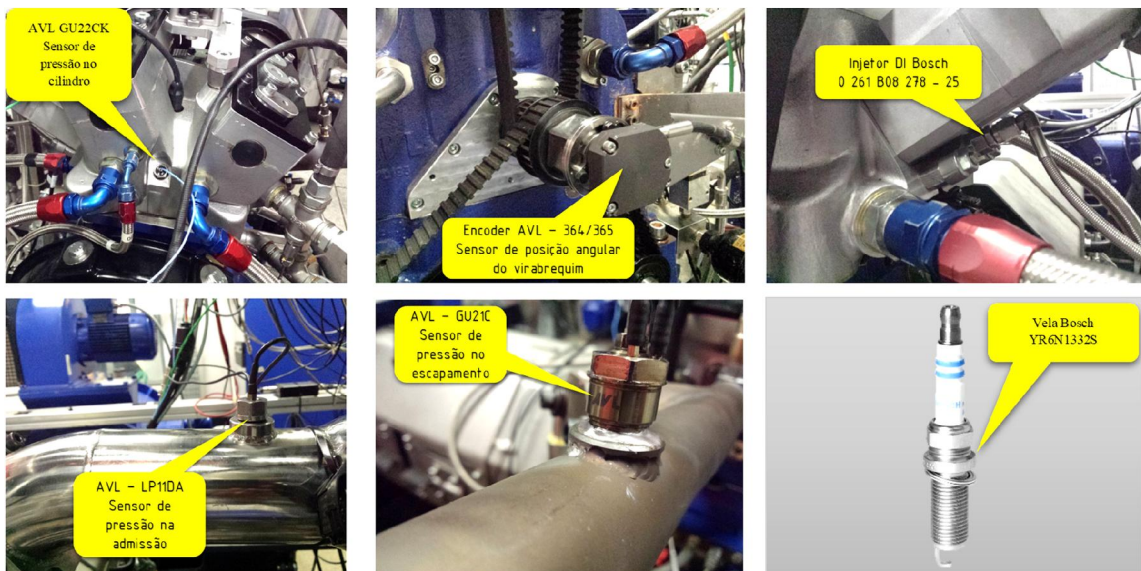
**Figura 20 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE (Posição 2)**



**Figura 21 – Visão geral da bancada de ensaios com SCRE (Posição 3)**



**Figura 22 – Visão detalhada dos sensores de monitoramento no INDICOM, injetor DI e vela de ignição.**



Na Tabela 2 são ilustradas as principais características técnicas da instrumentação da sala, contendo as grandezas que estão sendo medidas, as marcas

e os modelos dos equipamentos utilizados, as escalas de medição e as incertezas dos equipamentos.

**Tabela 2 – Características técnicas da instrumentação**

Grandeza	Marca/Modelo	Tipo	Escala de medição	Origem da Incerteza	Incerteza (Tipo B)
Velocidade de rotação (N)	AVL 365	Óptico	50 a 20000 rpm	Fabricante	$< \pm 0,03^\circ$
Pressão na câmara de combustão	AVL GU22CK	Piezoelétrico	0 a 350 bar	Carta de calibração fabricante	$\pm 0,3\%$ Fundo Escala
Pressão na admissão	AVL LP11DA	Piezoelétrico	0 a 10 bar	Fabricante	$\pm 0,1\%$ VM
Pressão na exaustão	AVL GU21C	Piezoelétrico	0 a 250 bar	Fabricante	$\pm 0,3\%$ VM
Lambda	BOSCH LSU 4.2	Banda larga	0,65 a 8,0	Fabricante	0,009 VM
Consumo de combustível	AVL 733	Gravimétrico	0 a 160 kg/h	Fabricante	0,05% VM
Temperatura admissão	-	PT100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,8\%$ VM
Temperatura água	-	PT100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,8\%$ VM
Temperatura óleo	-	PT100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,7\%$ VM
Temperatura exaustão	-	Termopar tipo K	-50 a 1372 °C	Calibrado	$\pm 1,1\%$ VM
Pressão ambiente	Vaisala HMT330	Resistivo	800 a 1200 mbar	Fabricante	$\pm 0,7\%$ VM

Fonte: COSTA (2017)

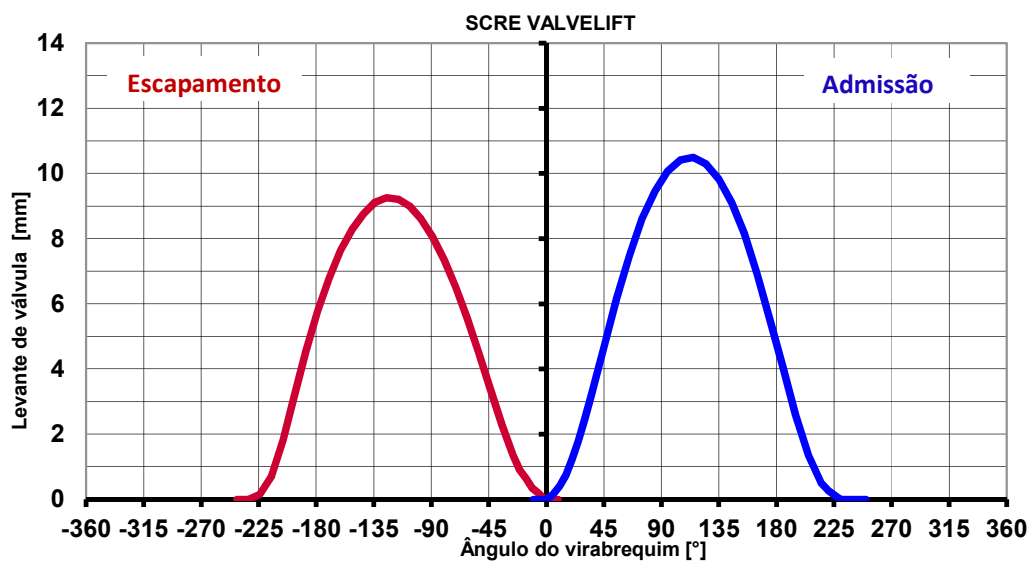
### 3.4. Especificações técnicas SCRE e condições de operação

Na Tabela 2 são apresentadas as especificações técnicas do motor monocilindro de pesquisa e as condições operacionais que foram utilizadas como referência para os ensaios da Etapa 1 da Fase 1. Na Figura 23 é apresentado o diagrama de válvulas utilizado nesses ensaios.

**Tabela 3 – Especificações técnicas do SCRE e condições de operação**

Diâmetro do cilindro	82 mm
Curso do pistão	86 mm
Comprimento da biela	144 mm
Volume Fixo da Câmara de Combustão	41,2 cm <sup>3</sup>
Volume deslocado	454 cm <sup>3</sup>
Razão volumétrica de compressão	12:1
Válvulas por cilindro	4
Diâmetro da válvula de admissão	34 mm
Diâmetro da válvula de escapamento	28 mm
Sistema de injeção	Injeção direta
Pressão de injeção	100 bar
Velocidade de operação	1000 rpm a 5500 rpm (500 em 500 rpm)
Carga de operação	IMEPg 9 bar e WOT
Fator Lambda	1,0 (Estequiométrico)
Formação de mistura	Carga homogênea (injeção única)
Temperatura do líquido de arrefecimento e óleo	90°C
Temperatura do combustível	20°C

**Figura 23 – Diagrama de válvulas para minimização da retenção de gás queimado**



Fonte: DINIZ NETTO (2018)

### 3.5. Ajustes dos parâmetros do motor monocilíndrico de pesquisa

O fluxograma apresentado na Figura 25 ilustra detalhadamente o procedimento de calibração padrão utilizado para o sistema de injeção direta (DI). O momento da injeção é variado durante os ensaios em busca de um valor ótimo, nessa variação adota-se *injection timing* fixo de 300° antes do ponto morto superior (APMS), durante a compressão.

O mapa de tempo de carregamento da bobina de ignição (do inglês, *dwell time*) é determinado para o motor funcionando em *motoring* de 1000 rpm até 6000 rpm (passo 1000 rpm) de regime de rotação e de 0,30 bar até 0,90 bar (passo 0,30 bar) de pressão no coletor de admissão. Utiliza-se uma sonda de corrente ligada ao IndiCom para fazer a medição da corrente no primário da bobina, sendo determinado o tempo de *dwell* de forma a atingir a saturação de carregamento da bobina (2,7ms por padrão da bobina utilizada para todas as condições).

Com relação ao avanço de ignição, o valor foi ajustado para o parâmetro MBF50 igual a 8°, sendo que uma varredura ao redor deste ponto foi realizada, e o valor final é escolhido em virtude do melhor desempenho (torque e potência) do motor. Dependendo da condição de carga, rotação e formulação utilizadas, pode-se notar a presença de detonação a partir da oscilação qualitativa da primeira derivada da curva de pressão (analisada em tempo real na tela do INDICOM), conforme exemplificado pelas Figuras 24 (a) e (b). Dessa forma, o avanço de ignição deve ser alterado para um limite conhecido como LDI (Limite de Detonação Inferior), que é a condição limítrofe para o avanço de ignição aplicado a um motor de combustão interna a centelha para mitigação da ocorrência de detonação.

Adicionalmente, aplica-se um filtro de alta frequência no sinal de pressão dentro do cilindro. O sinal obtido é normalizado (elevado ao quadrado), em seguida ele é integrado (KP\_INT). Utiliza-se uma janela de 20 ciclos para avaliar o menor valor obtido da integral (ciclo de referência sem detonação).

Compara-se o ciclo atual com o ciclo de referência sem detonação obtido no passo anterior, se o valor da razão de intensidade for maior que um valor de referência (2:1), então o ciclo é marcado como ciclo detonante (KP\_EV). A frequência de detonação é obtida para uma janela de 100 ciclos (KP\_FRQ), dessa forma, se forem avaliados 5% de ciclos detonantes, então a condição operacional é validada para LDI,

se ainda houver ganho de torque em relação à condição com menor número de ciclos detonantes.

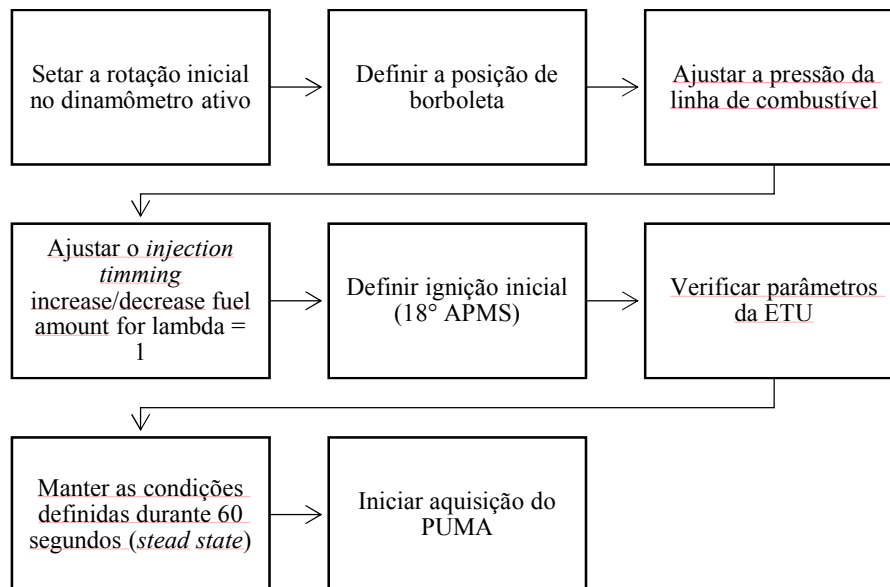
Durante o processo de calibração não são validadas condições com frequência de ciclos detonantes maior que 5%.

**Figura 24 – a) Exemplo de análise visual da curva de pressão no cilindro em combustão normal e b) Exemplo de análise visual qualitativa da curva de pressão no cilindro com ocorrência de detonação**



Fonte: COSTA (2017)

**Figura 25 – Fluxograma do processo de calibração do SCRE**



### 3.6. Metodologia de análises estatísticas

As análises foram realizadas para valores de pressão média efetiva indicada (IMEP), eficiência de conversão de combustível ( $\eta_{cc}$ ), MBF50, MBF10-90 (queima rápida) e temperatura de exaustão das 6 amostras de gasolina (denominadas como

A, B, C, D, E e F) e da “gasolina” classificada como *Premium*. Para cada um destes combustíveis, foram geradas 60 médias das medições, divididas em 3 grupos de 20, quando submetidos a rotações de 4000, 4500, 5000 e 5500 rpm, plena carga (*WOT*) e fator Lambda ( $\lambda$ ) igual a 1,00.

Para o tratamento estatístico utilizou-se comparação das variâncias apresentadas por cada grupo (ANOVA) e comparação de grupos dois a dois. Segundo CALADO *et al.* (2003), essa comparação múltipla que ANOVA realiza, é uma forma de reduzir erros, uma vez que utiliza métodos que aumentam o intervalo de confiança global. ANOVA compara valores de “F”, que é a razão entre a variância entre os grupos, e a variância dentro de um mesmo grupo.

Os valores de F são calculados através do método de Fisher, que compara todos os pares de médias, controla a taxa de erro ao nível de significância  $\alpha$  para cada comparação dois a dois. Esse procedimento usa a estatística tipo “*t*” para fazer os testes pertinentes.

O procedimento de Fisher consiste em realizar testes *t* múltiplos, cada um ao nível de significância  $\alpha$ , somente se o teste *F* preliminar é significativo ao nível  $\alpha$ . É um procedimento de duas etapas: a hipótese nula  $H_0$  é testada no primeiro passo por um teste *F* de nível  $\alpha$ . Se o teste *F* não é significativo, o procedimento termina sem necessidade de fazer inferências detalhadas nas diferenças dos pares das médias. Caso contrário, cada diferença de par é testada por um teste *t* com nível  $\alpha$  de significância. Esse procedimento é chamado de teste da diferença mínima significativa (do inglês, *Least Significant Difference – LSD*).

Em tamanhos de amostras iguais (que é o caso deste estudo), o teste de Fisher considera duas médias significativamente diferentes se o valor absoluto de suas diferenças amostrais ultrapassar LSD.

Já “F crítico” são valores tabelados, que levam em consideração o nível de significância desejado ( $\alpha$ ) e os graus de liberdade. Foram obtidos resultados em análises estatísticas ANOVA, para as 7 variáveis acima mencionadas das amostras.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção é dedicada a apresentação e discussão dos principais resultados alcançados através dos testes realizados com as diferentes formulações e com a gasolina classificada como *Premium*.

### 4.1. Análises experimentais

Os ensaios experimentais foram realizados em motor monocilíndrico de pesquisa (SCRE) com injeção direta de combustível (GDI), em plena carga (WOT), mistura estequiométrica ( $\lambda = 1,00$ ) e câmara de combustão com fluxo cruzado, multiválvulas e hemisférica. Estas condições foram escolhidas para que o SCRE admita maior quantidade de ar, visto que nestes testes optou-se pela configuração naturalmente aspirada, e consuma menores quantidades de combustível. Todas as formulações foram testadas em uma faixa de rotação de 4000 a 5500 rpm, com incremento de 500 rpm.

O ajuste do ângulo de avanço de ignição foi feito buscando-se sempre a condição de maior torque indicado observado (MBT), porém, nas condições em que detectou-se a frequência de detonação maior que 5% em uma janela de 100 ciclos, considerou-se uma condição de combustão anormal, reduziu-se o avanço de ignição em 2 graus e definiu-se a condição de Limite de Detonação Inferior (LDI).

Para cada formulação e condição testada foram estabelecidos como parâmetros de desempenho a Pressão Média Efetiva Indicada (IMEP), o Consumo Específico de Combustível Indicado (ISFC) e a eficiência de conversão de combustível ( $\eta_{cc}$ ).

Como parâmetros de caracterização do processo de combustão de cada amostra mediu-se a posição angular do eixo do motor correspondente à 10%, 50% e 90% da Fração de Massa Queimada, obtendo-se assim o comportamento de cada amostra em relação à melhor condição de queima (MBF50) e a duração do processo de combustão (MBF10-90).

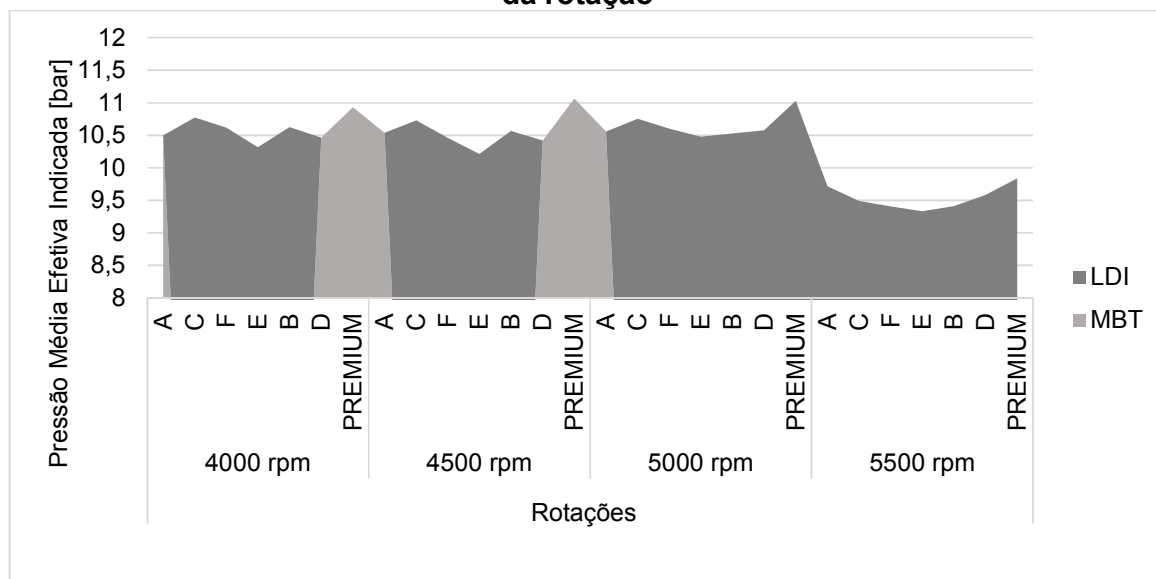
No SCRE é feita a medição da Pressão Média Efetiva Indicada (IMEP) para determinar seu desempenho, uma vez que essa propriedade traduz a capacidade de geração de trabalho útil no ciclo PV de operação do motor e o Poder Calorífico Inferior

(PCI) de cada amostra, bem como a sua composição química, podem influenciar diretamente neste parâmetro.

O comportamento do desempenho de cada formulação de gasolina testada, representado pela Pressão Média Efetiva Indicada (IMEP), está apresentado na Figura 26 para todas as rotações utilizadas.

Por se tratar de uma análise comparativa entre as formulações em todas as faixas de rotação, destaca-se nesta representação gráfica as condições nas quais as formulações apresentaram condições de maior torque indicado observado (MBT) ou de Limite de Detonação Inferior (LDI).

**Figura 26 – Comportamento geral do IMEP como função da amostra testada e da rotação**



As formulações testadas foram organizadas na ordem em que foram testadas.

Nota-se pela Figura 26 que “A”, “D” e *Premium* apresentam regiões que operam em condição de MBT, sendo a gasolina “A” a que apresenta essa condição para três das quatro rotações propostas. Por outro lado, as formulações “B”, “C”, “E” e “F” não apresentam nenhuma faixa de operação para MBT.

As formulações “A” e “D” apresentam os maiores valores de RON e a gasolina *Premium* o maior teor de oxigenados. Embora a gasolina *Premium* tenha menor RON que as formulações, sugere-se que a maior percentagem de etanol presente parece compensar sua menor octanagem ao levar esse combustível a operar em condição de MBT, sem a presença do fenômeno de detonação.

As formulações “A” e “D” apresentam os dois maiores valores de RON fato que pode justificar, suas condições de operação em MBT.

É importante salientar que a formulação “A” apresenta condição MBT em quase toda a faixa de operação, diferente de “D”, que só apresenta para rotações de 4000 e 4500 rpm. Essa condição pode estar diretamente relacionada ao maior valor de RON para essa formulação (RON = 1,04).

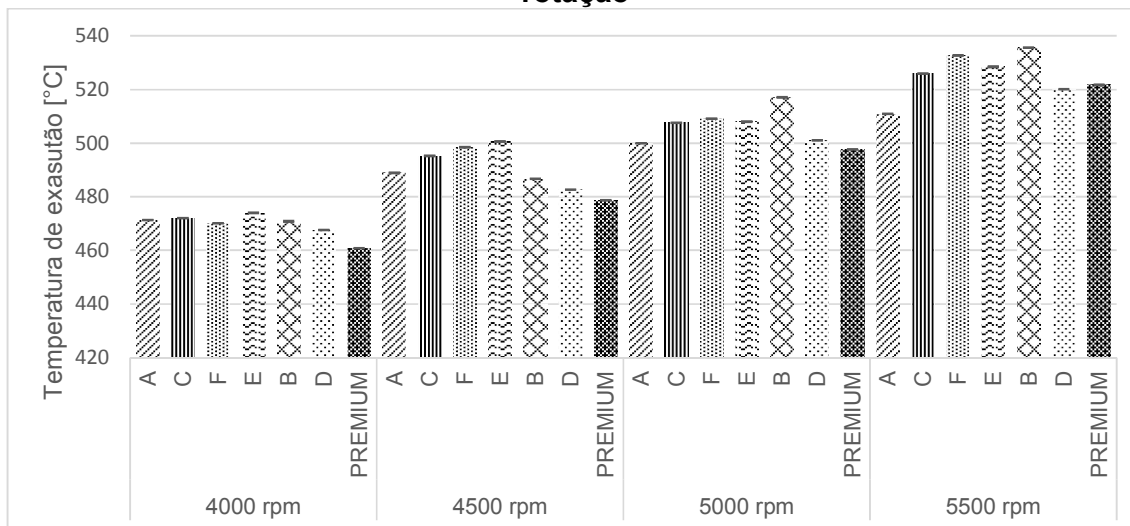
Já a gasolina enquadrada como *Premium*, apresenta condição de MBT para 4000 e 4500 rpm, assim como a formulação “D”. De acordo com a Tabela 1, a gasolina *Premium* tem menor valor de RON que a formulação “D”, mas tem maior quantidade de oxigenados em sua composição, que eleva seu calor de vaporização, e que pode justificar a sua condição de MBT.

Além das condições de MBT e LDI, é possível verificar através da Figura 26 que a gasolina tipo *Premium* apresenta os maiores valores de IMEP para todas as rotações testadas, seguida da formulação “C”. Essas duas formulações apresentam os maiores teores de oxigenados dentre as sete gasolinas testadas, o que pode explicar esse comportamento.

A Figura 27 apresenta a temperatura de exaustão para as amostras. A partir da análise dessa Figura, observa-se que a gasolina *Premium* apresenta as menores temperaturas de exaustão para 4000, 4500 e 5000 rpm, fato justificado pelo alto teor de oxigenados, e conseqüentemente, maior valor do calor de vaporização. A 5500 rpm a formulação “A” tem a menor temperatura de exaustão, e esse resultado pode ser correlacionado a seu MBF50, conforme Figura 28, que apresenta *crank angle* variando entre 7° e 9° DPMS bem próximo a condição ideal (8° DPMS, conforme AYALA, 2010). A menor temperatura de exaustão também pode ser relacionada ao MBF 10-90, uma vez que a formulação “A” apresentou os menores valores para este parâmetro a 5000 e 5500 rpm, indicando processo de combustão mais rápido.

As demais formulações, “B”, “C”, “E” e “F” tem temperaturas de exaustão maior em razão da queima exclusiva em LDI, conforme mostrado anteriormente na Figura 26. Esse resultado mostra que a queima em condição LDI pode ter levado ao baixo aproveitamento da energia gerada durante o processo de combustão, ocorrendo aumento da temperatura de exaustão.

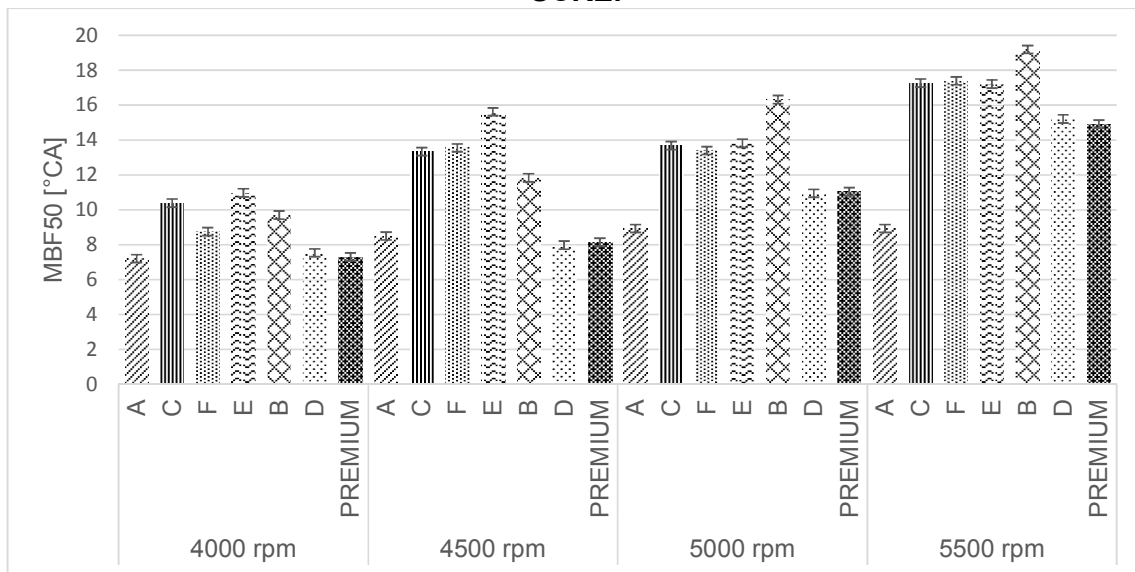
**Figura 27 – Temperatura de exaustão como função da amostra testada e rotação**



A posição angular do eixo do motor ( $^{\circ}\text{CA}$ ) correspondente à 50% da Fração de Massa Queimada (MBF50) é medida com o intuito de avaliar a melhor condição de queima da mistura ar/combustível. O posicionamento angular deste parâmetro é realizado por meio do ajuste do ângulo de avanço de ignição, tendo-se como posição objetivo  $8^{\circ}$  Depois do Ponto Morto Superior (DPMS) de acordo com Ayala *et al* (2006).

O ajuste do MBF50 em  $8^{\circ}$  DPMS por meio do ângulo de avanço de ignição pode levar a amostra à apresentar o fenômeno de detonação, limitando assim o MBF50 a ângulos maiores que o objetivo. A Figura 28 ilustra esse comportamento.

**Figura 28 - Posição angular do eixo do motor (°CA) correspondente à 50% da Fração de Massa Queimada (MBF50) como função da amostra e da rotação do SCRE.**



A Figura 28 mostra que a formulação “A” tem o melhor comportamento para este parâmetro. Esta formulação apresenta variação menor que 2° entre 4000 e 5500 rpm, mantendo seus valores de MBF50 entre 7,2° e 8,9° DPMS. Através da Tabela 1 é possível verificar que a formulação “A” apresenta a maior octanagem (RON 1,04) dentre todas as amostras, fato que justifica sua melhor condição de MBF50 em toda a faixa de rotação. É importante frisar que, embora essa formulação apresente melhor comportamento para MBF50, não apresenta os maiores valores para IMEP, o que parece estar relacionado ao seu menor valor de PCI dentre as formulações experimentais, conforme Tabela 1.

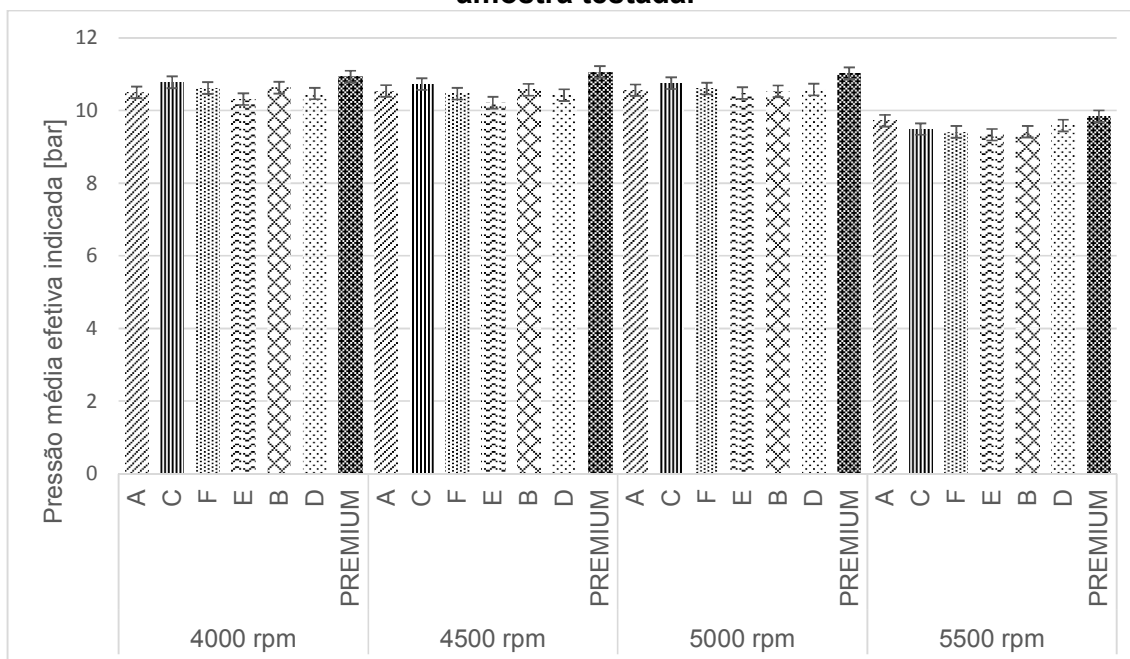
Já a gasolina *Premium* apresenta o MBF50 próximo à 8° DPMS apenas para 4000 e 4500 rpm, demandando uma redução do avanço de ignição em rotações acima de 4500 rpm. A gasolina *Premium* apresenta menor valor de RON em relação à formulação “A” (RON = 1,04), fator que sugere a necessidade de reduzir o avanço de ignição a rotações mais altas. As demais amostras apresentaram a necessidade de reduzir o avanço de ignição em todas as condições ensaiadas.

A Figura 29 apresenta o comportamento da IMEP em função da rotação para cada amostra testada. Nota-se que há um comportamento semelhante entre as formulações para uma mesma rotação. O ponto de maior IMEP (torque máximo) se encontra entre 4000 e 5000 rpm e há uma queda deste parâmetro em 5500 rpm para

todas as amostras. Analisando a Figura 29 é possível perceber que a gasolina *Premium* apresenta o melhor desempenho em todas as condições testadas, mesmo apresentando um deslocamento do MBF50 (Figura 28) a 5000 e 5500 rpm em relação à formulação “A”.

Conforme Figura 28, esse comportamento parece estar relacionado a presença de oxigenados na gasolina *Premium*, que apresenta 26% desse tipo de componente. A presença de oxigenados, como o etanol, aumenta a velocidade do processo de combustão, uma vez que há maior velocidade de chama laminar (ROSO *et al.*, 2019).

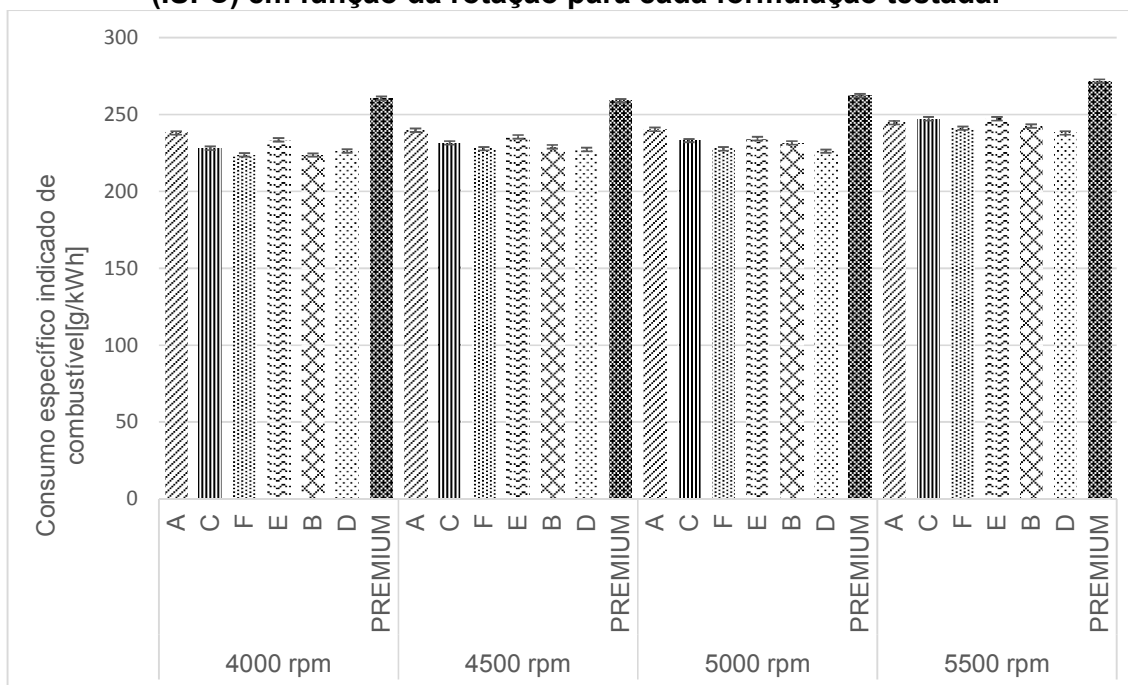
**Figura 29 – Pressão Média Efetiva Indicada (IMEP) como função rotação e da amostra testada.**



Ainda para o IMEP, especialmente para a condição de rotação em 5500 rpm, é possível observar que a gasolina *Premium* e a formulação “A” apresentam os mais altos valores de pressão, embora apresentem valores bastante distintos de RON: 1,00 e 1,04, respectivamente. Partindo desses dados, é possível inferir que RON não deve ser utilizado isoladamente como único parâmetro que represente a qualidade de uma determinada gasolina, sendo necessário analisar de forma combinada a composição da formulação e seu desempenho através da análise em conjunto de outras propriedades da gasolina.

A Figura 30 apresenta o comportamento do consumo específico de combustível indicado (ISFC) em função da rotação para cada amostra testada.

**Figura 30 – Comportamento do consumo específico de combustível indicado (ISFC) em função da rotação para cada formulação testada.**

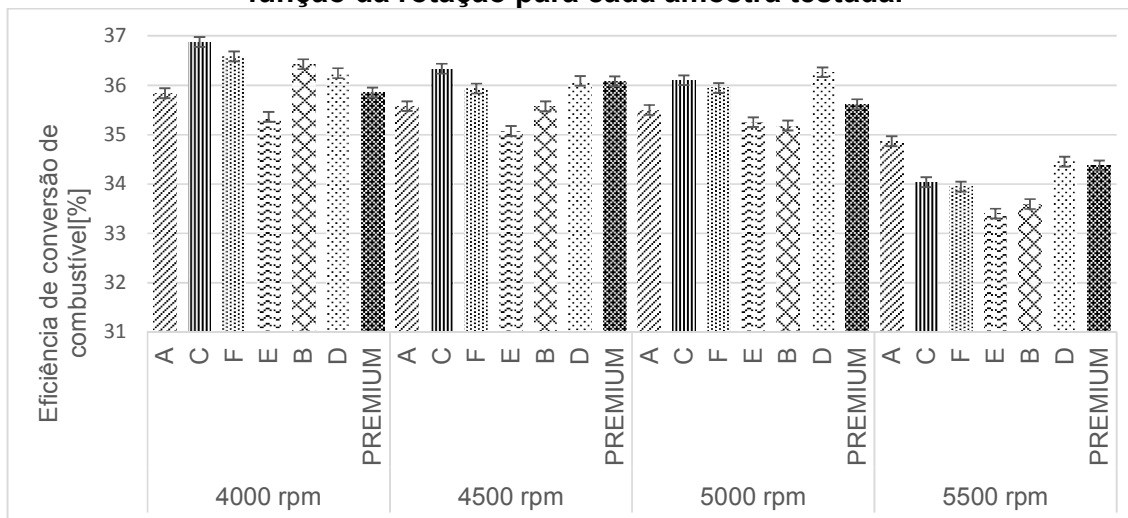


Analisando a Figura 30 é possível perceber um aumento considerável deste parâmetro para a amostra de gasolina *Premium* em relação às demais formulações em todas as condições testadas. De acordo com a Tabela 1, a gasolina *Premium* tem o maior teor de oxigenados dentre todas as amostras e a menor razão ar/combustível (AFR - do inglês, *Air Fuel Ratio*). Este fato demanda que, para condições de queima estequiométrica, uma maior massa de combustível seja injetada no motor, fazendo com que o ISFC aumente em relação às demais formulações, ainda que o IMEP desta amostra seja superior em todas as condições testadas (Figura 29).

Através dos resultados dessas propriedades é possível inferir que há uma relação direta entre o teor de oxigenados e RON no comportamento dessas formulações. O aumento do RON e a redução do percentual de oxigenados, em relação a gasolina *Premium*, melhora o desempenho para ISFC.

A eficiência de conversão de combustível ( $\eta_{cc}$ ) apresentada na Figura 31, calculada conforme Equação 24, foi utilizada para melhor compreender a influência do aumento do ISFC para uma determinada amostra.

**Figura 31 – Comportamento da eficiência de conversão de combustível em função da rotação para cada amostra testada.**



Na Figura 31 é possível verificar que, embora a gasolina *Premium* apresente os maiores valores para ISFC, conforme discutido na Figura 30, não apresenta os menores valores de eficiência de conversão de combustível. Tal fato pode ser justificado pela presença de oxigenados (etanol), que pode melhorar a eficiência de conversão de combustível.

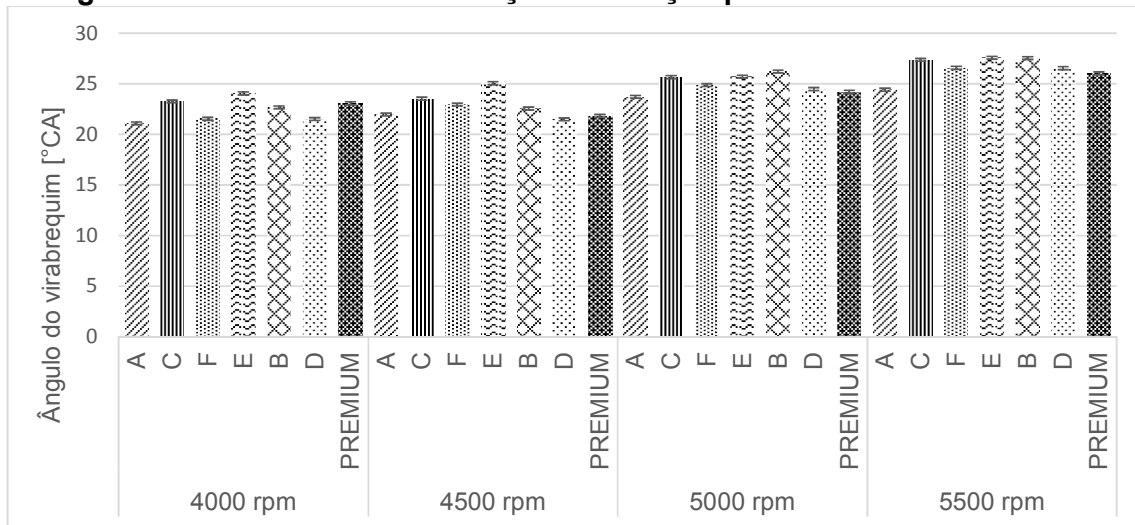
A formulação “E” apresentou, de maneira geral, baixos valores de  $\eta_{cc}$ . Esse resultado pode ser associado a presença de apenas 1,9% de oxigenados em sua formulação.

Em geral, as formulações “C” e “D” apresentaram os melhores resultados de  $\eta_{cc}$ , sendo que as mesmas apresentaram duas das três maiores concentrações de compostos oxigenados, conforme Tabela 1.

O maior teor de oxigenados parece melhorar a eficiência de conversão de combustível, como é o caso da gasolina *Premium*.

Outro parâmetro analisado foi a posição angular do eixo do motor ( $^{\circ}$ CA) correspondente à duração da combustão e a taxa de liberação de calor deste processo, representado pelo intervalo angular da queima de 10% a 90% da mistura ar/combustível (MBF10-90). De acordo com AYALA *et al.* (2006) o ideal é que esse parâmetro esteja abaixo de  $30^{\circ}$  CA. A Figura 32 apresenta o comportamento deste parâmetro em função da rotação, para todas as amostras testadas.

**Figura 32 – MBF10-90 como função da rotação para as amostras testadas**



De acordo com a Figura 32, todas as amostras apresentaram uma duração de combustão reduzida (inferior a 30° CA) nas condições testadas, conforme recomenda Ayala *et al.*, 2006. Dentre as amostras analisadas, a formulação “A” apresentou um processo de combustão mais rápido (<25 °CA) que pode ser explicado pela melhor condição de queima da mistura ar/combustível (MBF50) em torno da condição ideal (próximo a 8° DPMS).

A formulação "A" tem um valor menor de MBF10-90 em comparação a gasolina *Premium*. Este é um parâmetro essencial para analisar esta gasolina, pois ela possui um processo de combustão mais rápido, que pode ser ocasionado pela presença de etanol. A 5500 rpm, há uma diferença de aproximadamente 8% em relação à gasolina *Premium*, segunda melhor formulação nessa condição.

É pertinente ressaltar que essa formulação também apresentou a melhor centralização do processo de combustão com variação de MBF50 menor que 2° CA em todas as condições de operação, estando sempre próxima de 8° CA, conforme recomenda AYALA *et al.* (2006).

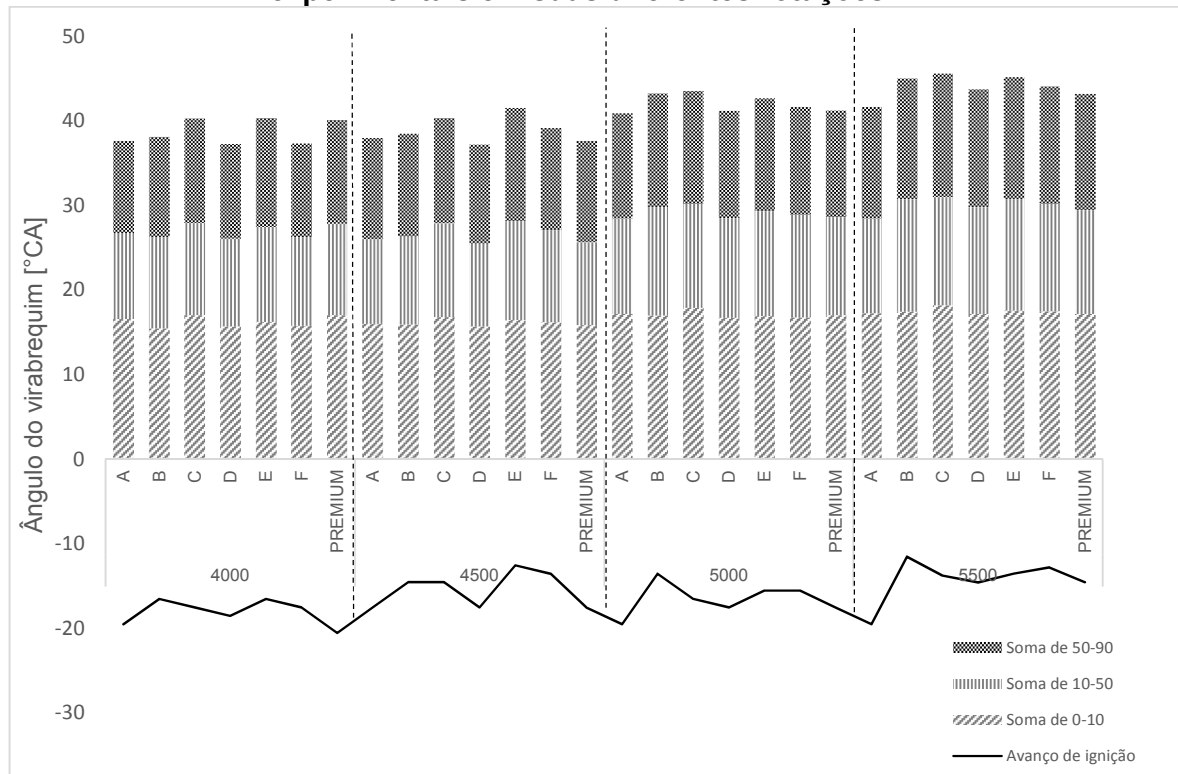
A Figura 33 mostra o desenvolvimento da combustão e o avanço da ignição através do ângulo do virabrequim para 10%, 50% e 90% da fração de massa queimada, representando o início, meio e fim do processo de combustão, respectivamente. Esses ângulos foram aquisitados para cada formulação e suas respectivas rotações de teste.

Observa-se que a formulação “B” apresenta o maior avanço de ignição necessário. Essa formulação não possui nenhum percentual de compostos

oxigenados, fator que pode justificar a menor velocidade de propagação de chamas e maior necessidade de avanço de ignição.

Ainda através da Figura 33 é possível verificar que a formulação “D” e *Premium* se destacam quanto a duração da queima, que é menor, resultado que pode ser atrelado a presença de compostos oxigenados, mesmo em pequena percentagem, o que pode ter levado ao aumento da velocidade de propagação da chama laminar.

**Figura 33 – Desenvolvimento do processo de combustão para as formulações experimentais em suas diferentes rotações**



Tomando por base o critério de que estrelas representam o número de vezes que cada formulação aparece apresentando o melhor desempenho para cada parâmetro analisado nas diferentes 4 rotações propostas, foi elaborado um ranking conforme mostrado na Tabela 4, abaixo.

**Tabela 4 – Ranqueamento das formulações e gasolina *Premium* testadas**

Formulações testadas							
Identificação	Amostra A*	Amostra B	Amostra C	Amostra D	Amostra E	Amostra F	Premium
T. Exaustão [°C]	★★★★	★	★★	★★★★	★	★★	★★★★★
MBF50 [°CA]	★★★★★	★	★★	★★★★	★	★★	★★★
IMEP [bar]	★★★★	★★	★★★★	★★	★	★★	★★★★★
ISFC [g/kWh]	★★★★	★★★	★★★	★★★★★	★★	★★★★	★
$\eta_{cc}$ [%]	★★★★	★	★★★★★	★★★★	★	★★★	★★
MBF10-90[°CA]	★★★★★	★	★★	★★★★	★	★★★	★★★★
<b>GERAL</b>	<b>25</b>	<b>9</b>	<b>18</b>	<b>22</b>	<b>7</b>	<b>16</b>	<b>20</b>

A Tabela 4 mostra que as formulações “A” e “D” se destacam, e logo em seguida, a gasolina *Premium*.

Em suma, a formulação “A” apresenta a melhor centralização e melhor duração da combustão, a formulação “D” o melhor consumo específico e a gasolina *Premium* a menor temperatura de exaustão e maior IMEP.

#### 4.2. Análises estatísticas

Conforme descrito na seção 3.6, as análises estatísticas foram realizadas para a comparação entre diferentes conjuntos de dados, via teste de “*Fisher LSD*” (*Least Square Difference*), que tem por base a distribuição “*t-Student*”.

Através da análise, é possível verificar a existência de amostras com resultados estatisticamente iguais para ensaios realizados em mesmas condições: Lambda estequiométrico, rotações de 4000, 4500, 5000, 5500 rpm e plena carga. A Tabela 5 mostra essas igualdades encontradas.

**Tabela 5: Comparação estatística entre conjuntos de dados**

Rotação/Parâmetros	4000 rpm	4500 rpm	5000 rpm	5500 rpm
Temperatura de Exaustão [°C]	A, B, C, E, F e <i>Premium</i>	E e F / A e B.	A, C, D, E e F	C e E
MBF50 [°CA]	A e D	A, C, D, E, F e <i>Premium</i>	Não há amostras iguais	C, D, E, F e <i>Premium</i>
IMEP [bar]	A e D	A, B, D e F	A, B, D, E e F	A, C, D e E
ISFC [g/kWh]	B e D	B, D e F	B, C e E	C e E / B e F.
Eficiência de Conversão de Combustível [%]	A e <i>Premium</i>	D e <i>Premium</i>	A e <i>Premium</i> / B e E.	D e <i>Premium</i> / C e F.
MBF10-90 [°CA]	C, F e <i>Premium</i>	A e E	C e E	D e F / B, C e E

A máxima incerteza encontrada foi de 1,6% para mais ou para menos no que diz respeito a eficiência de conversão de combustível. Os demais valores de incerteza estão abaixo de uma unidade.

Os resultados apresentados nessa seção mostraram a necessidade de análise combinada entre parâmetros físico-químicos e resultados experimentais de desempenho de motores. Fatores como rotação, lambda e carga também influenciam de maneira distinta no funcionamento dos motores de combustão interna a centelha, por isso a importância da realização dos testes a diferentes rotações. De posse dos resultados obtidos, será possível o desenvolvimento e aprimoramento de formulações que atendam a diferentes necessidades/mercados.

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi aplicada uma metodologia experimental para ensaios de amostras de gasolina em motor monocilíndrico de pesquisa em configuração naturalmente aspirada, plena carga, com injeção direta de combustível e mistura estequiométrica. Foram obtidos resultados a partir de sete amostras, sendo seis formulações experimentais e uma gasolina classificada como *Premium*. A aplicação desta metodologia permitiu ensaiar experimentalmente, avaliar o desempenho e caracterizar o processo de combustão destas amostras.

Dentre as amostras testadas, a gasolina classificada *Premium* apresentou o melhor desempenho de pressão média efetiva (IMEP), porém, a presença de grande concentração de compostos oxigenados reduz a sua razão ar/combustível, aumentando a demanda de combustível para queima estequiométrica e, conseqüentemente, aumentando o consumo específico de combustível indicado (ISFC). Apesar deste aumento expressivo em relação às demais formulações, esta gasolina apresenta uma boa eficiência de conversão de combustível, em razão da presença de etanol, tendo atingido, juntamente com as formulações “C” e “D”, bons índices de  $\eta_{cc}$ .

Sobre a formulação “A”, a mesma possui o maior RON (1,04) dentre todas as amostras, o que permite concluir que essa propriedade pode ser influente na centralização do processo de combustão.

Amostras com RON elevado e presença em menor quantidade de oxigenados quando comparadas a gasolina *Premium* (como é o caso das formulações “C” e “D”) favorecem a redução do ISFC e ganho em  $\eta_{cc}$ , mas não centralizam o processo de combustão. Já amostras com os mais elevados valores de RON (como é o caso da formulação “A”) influenciam diretamente na centralização da combustão, possibilitando que o processo ocorra em torno de 8° CA, mesmo a altas rotações.

A gasolina *Premium* é a que apresenta o mais alto teor de oxigenados. Esse fator parece influenciar os maiores valores de IMEP em todas as condições testadas.

As análises anteriores permitem concluir que formulações com elevado valor de RON e teores muito baixos ou nulos de compostos oxigenados (formulações “B”, “C”, “E” e “F”) apresentam boa centralização no processo de combustão, mas não se

destacam quanto aos valores de suas pressões médias efetivas, consumo específico, eficiência de conversão de combustível e operação em condição de MBT.

Em contrapartida, a formulação “D” e a gasolina *Premium* apresentam os melhores desempenhos, conforme Tabela 5. Esta última apresenta teor de oxigenados 83% maior em comparação a “D”, o que eleva consideravelmente seu consumo específico.

Conclui-se que a metodologia de análise de desempenho dessas amostras mostrou-se apta a avaliar formulações experimentais e através dessa metodologia, pode-se compilar parâmetros para orientar desenvolvimentos de novas formulações, que devem combinar elevados valores de RON (para que se evite ocorrência de detonação) e presença de oxigenados em percentagens adequadas, para que sejam garantidos valores de IMEP satisfatórios e baixo consumo específico ao mesmo tempo.

É importante salientar que todas as formulações devem seguir a regulamentação ANP em vigência, caso sejam para fins comerciais, ou legislações pertinentes para outros fins, como em competições automotivas, por exemplo.

### **5.1. Sugestões para trabalhos futuros**

A partir dos resultados obtidos e analisados neste trabalho propõe-se trabalhar futuramente no desenvolvimento de formulações de combustíveis cada vez melhores em termos de desempenho e rendimento. Essas novas formulações poderão atender à população, mas também a categorias esportivas, que precisam de combustíveis com características específicas para atender aos devidos regulamentos. Essas propostas consistem, especificamente, em:

- À partir de uma gasolina enquadrada na especificação *Premium*, variar as percentagens de compostos oxigenados e saturados para a obtenção de valores ótimos de cada componente em novas formulações a serem desenvolvidas;
- Usar *surrogates* e testá-los nas mesmas condições em que foram testadas as formulações, verificando o quanto um composto simplificado pode representar formulações mais complexas;

- Desenvolver modelos matemáticos através de cinética de reações que combinem todas as condições utilizadas nos testes para que se obtenham resultados de simulação representativos perante os experimentais;
- Executar novos testes com as formulações “A”, “D” e gasolina *Premium* em rotações mais altas que 5500 rpm para análise de desempenho das referidas formulações quando expostas a condições semelhantes as de competições.

## REFERÊNCIAS

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

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

ALKIDAS, A. C. Combustion advancements in gasoline engines. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 11, p. 2751-2761, 11// 2007. ISSN 0196-8904. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890407002221> >.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Oportunidades na Produção e no Abastecimento**. Brasília, 34 p. 2017. Disponível em: <[http://www.anp.gov.br/images/publicacoes/Livreto\\_Oportunidades\\_na\\_Producao\\_e\\_no\\_Abastecimento\\_v3.pdf](http://www.anp.gov.br/images/publicacoes/Livreto_Oportunidades_na_Producao_e_no_Abastecimento_v3.pdf)> . Acesso em: 01/09/2018.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Resolução ANP Nº 57**. Brasília, 3p. 2011. Disponível em: <<http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp/resol-anp/2011/outubro&item=ranp-57--2011&export=pdf>> . Acesso em: 27/08/2018.

AVL, 2011, **AVL BOOST Version 2011 – Theory**, Graz, Austria.

AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. **Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency**: SAE International 2006.

BAËTA, J. G. C. et al. **Mapping Procedure Applied to General Engine Management System for Spark Plug Engines**: SAE International 2004.

BAËTA, J. G. C. **METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA A MAXIMIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR MULTICOMBUSTÍVEL TURBOALIMENTADO SEM PREJUÍZO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA GLOBAL**. 2006. 257 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

BAËTA, J. G. C.. **Overview of Different Mixture Preparation Layouts of Gasoline Direct Injection (GDI) Systems for Automotive Applications**. 10th SAE Powertrain Symposium. Itapupeva, SP, Brasil: 22 p. 2012.

BAËTA, J. G. C.. **Preliminary presentation of a research project for a highly boosted and efficient ethanol 3-cylinder DI prototype engine intended for use both with E100 and gasolhol**: 15 p. 2015.

BAÊTA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; SILVA, T. R. V. Exploring the limits of a down-sized ethanol direct injection spark ignited engine in different configurations in order to replace high-displacement gasoline engines. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 858-871, 11/15/ 2015. ISSN 0196-8904. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890415007955>>.

BRASIL. LEI Nº 8.723, DE 28 DE OUTUBRO DE 1993. **Dispõe sobre a redução de emissão de poluentes por veículos automotores e dá outras providências**. Brasília, DF, out. 1993. Disponível em: <[http://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/LEIS/L8723.htm](http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/LEIS/L8723.htm)>. Acesso em: 09 fev. 2019.

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Portaria 75 de 2015. Brasília: 2015, 1 p.

BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. Resolução 01 de 2015. Brasília: 2015, 1p.

BOSCH,R. **Catálogo de componentes 2001-2002. Linha de Injeção e Ignição Eletrônica**. Junho 2001.

CALADO, V.; MONTGOMERY, D. C. “**Planejamento de Experimentos usando o Statistica**”, 2003. E-papers, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

COSTA, R.B. **ESTUDO EXPERIMENTAL DA TECNOLOGIA DUAL-FUEL EM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA UTILIZANDO BIOGÁS, GNV E ETANOL**. 2017. 158 (Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

BONATESTA, F. et al. Fuel economy analysis of part-load variable camshaft timing strategies in two modern small-capacity spark ignition engines. **Applied Energy**, v. 164, p. 475-491, 2/15/2016. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191501507X>>.

FERGUSON, A. T. K. A. C. R. **Internal Combustion Engines Applied Thermosciences**. Third Edition. Colorado, USA: John Wiley & Sons, Ltd, 2015. 477.

RODRIGUES FILHO, F. A. **PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA PROVIDO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS DE CARGA ESTRATIFICADA**. 2014. 230 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

FUERHAPTER, A. et al. **The new AVL CSI Engine - HCCI Operation on a Multi Cylinder Gasoline Engine**: SAE International 2004.

GALLONI, E.; FONTANA, G.; PALMACCIO, R. Numerical analyses of EGR techniques in a turbocharged spark-ignition engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 39, p. 95-104, 6// 2012. ISSN 1359-4311. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431112000592>>.

GANESAN, V. **Internal Combustion Engines**. First edition. USA: McGraw-Hill, Inc, 1995. 539.

GIACOSA, D. **Endothermic Engines**. Third Edition. Editorial Dossat, S.A., 1988. 479.

HAN, Y.; HU, S.; TAN, M.; XU, Y.; TIAN, J.; LI, R.; CHAI, J. Experimental study of the effect of gasoline components on fuel economy, combustion and emissions in GDI engine. **Fuel**, v. 216, p. 371-380. ISSN 0016-2361. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.12.033>>.

HANRIOT, S. M. **ESTUDO DOS FENÔMENOS PULSANTES DO ESCOAMENTO DE AR NOS CONDUTOS DE ADMISSÃO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**. 2001. 177 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. First Edition. USA: McGraw-Hill, Inc, 1988. 930.

IEA, I. E. A.-. Energy Technology Perspectives 2016. Paris, France: IEA: 20 p. 2016.

JGCM, J. C. F. G. I. M. **Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement**. Second Edition. JCGM, 2010. 134.

JOHANSSON, B. Division of Combustion Engines. **Lund University**, 2006.

JUNG, D.; IIDA, N. Thermal and chemical effects of the in-cylinder charge at IVC on cycle-to-cycle variations of DME HCCI combustion with combustion-phasing retard by external and rebreathed EGR. **Applied Thermal Engineering**, v. 113, p. 132-149, 2017. ISSN 1359-4311.

Know IC Energy, "Fuel Injection in SI Engine", 2016, disponível em: <<https://knowicengine.wordpress.com/2016/04/10/fuel-injection-in-si-engine/>>. Acesso em: 09/12.

MACHADO, G. B. **Metodologias para Desenvolvimento de Combustíveis e Determinação da Velocidade de Propagação de Chama em Motores de Ignição por Centelha**. Tese de Doutorado. PUC-RIO, Rio de Janeiro, 2012.

MENDES, G. Detecção de adulterações em gasolina e previsão de parâmetros físico-químicos a partir de curvas de destilação associadas à ferramentas quimiométricas. 2012. 144 p. (Doutorado). Departamento de Química, UFMG, Belo Horizonte, Brasil.

MELO, T. C. C. **ANÁLISE EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE UM MOTOR FLEX OPERANDO COM DIFERENTES MISTURAS DE ETANOL HIDRATADO NA GASOLINA**. 2012. 223 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil.

MILHOR, C. E. **SISTEMA DE DESENVOLVIMENTO PARA CONTROLE ELETRÔNICO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO OTTO**.

2002. 86 (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos / USP. São Carlos, SP. 2002.

MOREIRA, T. A. A. **ANÁLISE E CARACTERIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS OPERANDO COM CARGA HOMOGÊNEA**. 2014. 246 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.

MOTEC. **Continuously Variable Camshaft Control**. Victoria, Australia: Motec: 24 p. 2010.

\_\_\_\_\_. **Inductive Direct Injector Calibration**. Victoria, Australia: Motec: 9 p. 2014.

\_\_\_\_\_. **Motec M1 - M142 Datasheet**. MOTEC. Victoria, Australia 2015.

DINIZ NETTO, N. **Estudo experimental de tecnologias que visam a maximização da eficiência de conversão de combustível em um motor monocilíndrico de pesquisa**. 2018. 193 p. (Dissertação). Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.

ODDONI, D. **A Retomada da Indústria do Petróleo e Gás no Brasil**. 2018. 39 slides.

OHASHI, F.H.; RAMOS, P.O. **O advento, crescimento, crise e abandono do Proálcool**. 2008. 46p. (Monografia). Departamento de Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil.

PAN, J.; SHU, G.; WEI, H. Research on in-cylinder pressure oscillation characteristic during knocking combustion in spark-ignition engine. **Fuel**, v. 120, p. 150-157, 3/15/2014. ISSN 0016-2361. Disponível em: <[//www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236113011253](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236113011253)>.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 8th Edition. Kansas, USA: McGraw-Hill, Inc, 2008. 2735.

PUJATTI, F. J. P. **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE GERENCIAMENTO ELETRÔNICO PARA MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA**. 2007. 215 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. First Edition. New Jersey, USA: Prentice Hall, 1997. 411.

ROSO, V.R.; SANTOS, N.D.S.A.; ALVAREZ, C.E.C.; RODRIGUES FILHO, F.A.R.; PUJATTI, F.J.P.; VALLE, R.M.V. Effects of mixture enleanment in combustion and emission parameters using a flex-fuel engine with ethanol and gasoline. **Applied Thermal Engineering**, v. 153, p. 463-472. ISSN 1359-4311. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118369497?via%3Dihub>>.

REACTION DESIGN. **Chemkin IndiCom User's Guide**. San Diego Austria: Reaction Design: 324 p. 2016.

RIBBENS, W. B. **Understanding Automotive Electronics**. Fifth Edition, ButterworthHeinemann Publishing Co., Woburn, 1998.

SHER, E.; BAR-KOHANY, T. Optimization of variable valve timing for maximizing desempenho of an unthrottled SI engine—a theoretical study. **Energy**, v. 27, n. 8, p. 757-775, 8// 2002. ISSN 0360-5442. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544202000221> >.

TEIXEIRA, A. F. **Modelo Matemático para Diagnóstico em Tempo Real da Combustão nos Motores de Combustão Interna de Ignição por Centelha**. 2015. 110 p. (Trabalho de conclusão de curso). Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica - CEFET, Belo Horizonte, MG.

TILLMANN, C. A. C. **Motores de combustão interna e seus sistemas**. 2013. 165 p. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia. Santa Maria, RS.

WYSZYNSKI, L. P.; STONE, C. R.; KALGHATGI, G. T. **The Volumetric Efficiency of Direct and Port Injection Gasoline Engines with Different Fuels**: SAE International 2002.

ZHAO, F.; LAI, M. C.; HARRINGTON, D. L. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 25, n. 5, p. 437-562, 10// 1999. ISSN 0360-1285. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360128599000040> >.

ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development**. Boca Raton, FL, USA: Woodhead Publishing Limited e CRC Press LLC, 2010. 325.

## ANEXO I

Formulário de referência para as grandezas calculadas

### **Cálculo da potência de eixo diretamente pelo sistema PUMA( $Pot_{eixo}$ )**

$$Pot_{eixo} = \frac{\pi}{30000} (\tau \cdot n) \text{ [kW]}$$

Onde,

$\tau$ , torque de eixo medido no ensaio [Nm]

$n$ , regime de rotação [rpm]

### **Cálculo do torque corrigido de referência dado pela norma ABNT 1585**

#### **( $\tau_{corr}$ ) - Resultado Padrão**

$$\tau_{corr} = \tau \left[ \left( \frac{1013}{P_{amb}} \right) \left( \frac{T_{amb} + 273}{293} \right)^{1/2} \right] \text{ [Nm]}$$

Onde,

$P_{amb}$ , pressão barométrica da sala [mbar]

$T_{amb}$ , temperatura da sala [°C]

### **Cálculo do torque corrigido utilizando a norma ABNT 1585 ( $\tau_{corr}$ ) –**

#### **Reescreve o Resultado Padrão em função de restrições nos parâmetros**

$$\tau_{corr} = \tau \left[ \left( \frac{990}{P_{amb} - P_w} \right)^{1,2} \left( \frac{T_{amb} + 273}{298} \right)^{0,6} \right] \text{ [Nm]}$$

$$800 > P_{amb} \leq 1100$$

$$15 > T_{amb} \leq 35$$

Onde,

$P_{amb}$ , pressão barométrica da sala [mbar]

$T_{amb}$ , temperatura da sala [°C]

$P_w$ , pressão de vapor de água [mbar]

A pressão de vapor de água é dada por:

$$P_w = \frac{UR}{100} (6,04444 + 0,461236T_{amb} + 0,013368T_{amb}^2 + 0,00025115T_{amb}^3 + 0,00000459783T_{amb}^4)$$

Onde,

$T_{amb}$ , temperatura da sala [°C]

$UR$ , umidade relativa [%]

### **Cálculo da potência corrigida ( $Pot_{corr}$ )**

$$Pot_{corr} = Pot_{eixo} \left( \frac{T_{corr}}{\tau} \right) [kW]$$

### **Cálculo da pressão média efetiva indicada líquida (NIMEP)**

$$NIMEP = \frac{1}{V_d} \oint P dV [bar]$$

Onde,

$P$ , pressão do gás no interior do cilindro [bar]

$V_d$ , deslocamento volumétrico do motor [cm<sup>3</sup>] – (454cm<sup>3</sup> SCRE)

$V$ , volume instantâneo dentro do cilindro [cm<sup>3</sup>]

O volume instantâneo em função do ângulo do virabrequim é dado por

$$V(\theta) = V_{cc} + \frac{\pi D^2}{4} \left( l + a \left( 1 - \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \cdot \text{sen}^2 \theta} \right) \right) [cm^3]$$

Onde,

$V_{cc}$ , volume fixo da câmara de combustão

$D$ , diâmetro do cilindro [cm] – (8,2 cm SCRE)

$a$ , raio de manivela - metade do curso do pistão [cm] – (4,3 cm SCRE)

$l$ , comprimento da biela [cm] – (14,4 cm SCRE)

$\theta$ , posição angular do virabrequim [°]

### Cálculo da pressão média efetiva de bombeamento (PMEP)

$$PMEP = \frac{1}{V_d} \left\{ \left( \int_{TDC}^{BDC} P dV \right)_{int} + \left( \int_{BDC}^{TDC} P dV \right)_{exh} \right\} [bar]$$

Onde,

*int*, intake (integral limitada ao evento de admissão)

*exh*, exhaust (integral limitada ao evento de exaustão)

*P*, pressão no interior do cilindro [bar]

*V*, volume instantâneo dentro do cilindro [cm<sup>3</sup>]

*V<sub>d</sub>*, deslocamento volumétrico do pistão [cm<sup>3</sup>] – (454cm<sup>3</sup> SCORE)

### Cálculo da pressão média efetiva de eixo (BMEP)

$$BMEP = 40\pi \frac{\tau}{V_d} [bar]$$

Onde,

*τ*, torque de eixo medido no ensaio [Nm]

*V<sub>d</sub>*, volume deslocado [cm<sup>3</sup>] – (454cm<sup>3</sup> SCORE)

### Cálculo da pressão média efetiva de atrito (FMEP)

$$FMEP = (NIMEP - BMEP) [bar]$$

### Cálculo da covariância da pressão média efetiva indicada líquida (CoV NIMEP)

$$COV\_NIMEP = \frac{100}{\sigma_{NIMEP} \cdot 200} \sum_{ciclo=1}^{200} NIMEP_{ciclo} [\%]$$

Onde,

*σ<sub>NIMEP</sub>*, desvio padrão da NIMEP de 200 ciclos.

### **Cálculo da covariância da pressão máxima dentro do cilindro (CoV\_PMAX)**

$$COV\_PMAX = \frac{100}{\sigma_{PMAX} \cdot 200} \sum_{ciclo=1}^{200} PMAX_{ciclo} \quad [\%]$$

Onde,

$\sigma_{PMAX}$ , desvio padrão da pressão máxima de 200 ciclos.

### **Cálculo do torque indicado ( $\tau_{ind}$ )**

$$\tau_{ind} = \tau \left( \frac{NIMEP}{BMEP} \right) \quad [Nm]$$

### **Cálculo da potência indicada ( $Pot_{ind}$ )**

$$Pot_{ind} = \frac{NIMEP \cdot V_d}{1200000} \cdot n \quad [kW]$$

### **Cálculo do consumo específico de combustível indicado (ISFC)**

$$ISFC = 1000 \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_{ind}} \quad [g/kWh]$$

### **Cálculo do consumo específico de combustível de eixo (BSFC)**

$$BSFC = 1000 \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_{eixo}} \quad [g/kWh]$$

### **Cálculo da eficiência de conversão de combustível ( $\eta_{cc}$ )**

$$\eta_{cc} = \frac{Pot_{ind} \cdot 360}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad [\%]$$

Onde,

PCI, poder calorífero inferior do combustível [MJ/kg].

### **Cálculo da eficiência da combustão ( $\eta_c$ )**

$$\eta_c = \frac{(Q_{at} \cdot n)}{120} \cdot \frac{360}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \cdot \frac{1000}{1000} [\%]$$

Onde,

$Q_{at}$ , calor liberado aparente, modelo termodinâmico - análise da curva de pressão no cilindro [J]

### **Cálculo da eficiência térmica ( $\eta_t$ )**

$$\eta_t = \frac{Pot_{ind}}{(Q_{at} \cdot n)} \cdot 100000 [\%]$$

### **Cálculo do tempo de injeção ( $Inj_{time}$ )**

Como o sinal de injeção é monitorado com base na posição angular do virabrequim, calcula-se o tempo de injeção pela seguinte expressão:

$$Inj_{time} = 1000 \frac{DOI}{6n} [ms]$$

Onde,

$DOI$ , duração da injeção [°]

$n$ , regime de rotação [rpm]

### **Cálculo da quantidade de combustível por ciclo ( $m_{fuel_{ciclo}}$ )**

$$m_{fuel_{ciclo}} = \frac{1000000 \frac{\dot{m}_{fuel}}{3600}}{\frac{n}{120}} [mg]$$

Onde,

$\dot{m}_{fuel}$ , vazão mássica de combustível medida [kg/h]

$n$ , regime de rotação [rpm]

### Cálculo da quantidade de água por ciclo ( $m_{water_{ciclo}}$ )

$$m_{water_{ciclo}} = \frac{Inj_{time_{water}} \cdot \dot{V}_{water_{max}} \cdot \rho_{water}}{30 \cdot n} [mg]$$

Onde,

$Inj_{time_{water}}$ , tempo de injeção de água [ms]

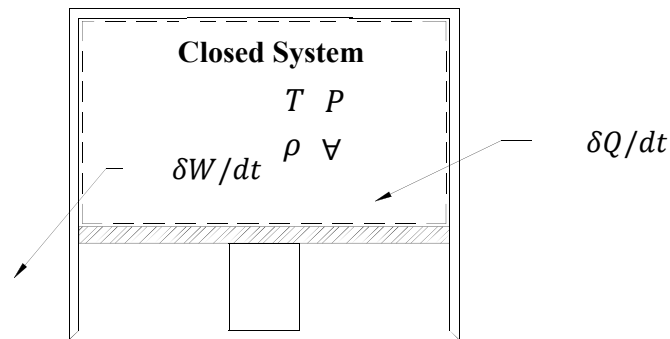
$\dot{V}_{water_{max}}$ , vazão volumétrica máxima do injetor de água [cm<sup>3</sup>/min]

$\rho_{water}$ , massa específica da água [g/cm<sup>3</sup>]

$n$ , regime de rotação [rpm]

### Modelo termodinâmico de uma zona para avaliação do processo de combustão

O esquema abaixo apresenta do volume de controle para o modelo quase-dimensional da combustão.



Aplicando o princípio de conservação da energia ao volume de controle da Figura 9 (sistema fechado) tem-se que a taxa de liberação de calor pode ser escrita como:

$$\frac{\delta Q_a}{d\theta} = m \frac{c_v dT}{d\theta} + \frac{PdV}{d\theta}$$

Onde,

$m$ , massa mistura dentro do cilindro

$T$ , temperatura média do gás dentro do cilindro.

$P$ , pressão média do gás dentro do cilindro.

$V$ , volume instantâneo disponível no cilindro.

$c_v$ , calor específico a volume constante da mistura no interior do cilindro (função da temperatura).

$\theta$ , posição angular do virabrequim ( $0^\circ$  - PMS de compressão).

A temperatura média dentro do cilindro é dada pela equação do gás ideal:

$$T = \frac{P V}{m R}$$

Onde,

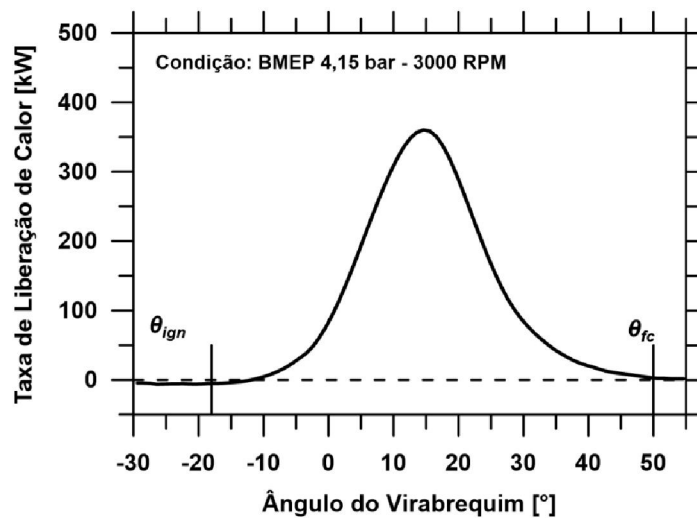
$R$ , constante da mistura de gases (0,280 kJ/kg.K)

$m$ , massa no interior do cilindro, estimada pela equação do gás ideal a  $-180^\circ\text{CA}$

O calor específico a volume constante da mistura no interior do cilindro é uma função da temperatura e é dado por:

$$c_v = 0,7 + 0,255 \frac{T}{1000} \quad [\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}]$$

Resolvendo para uma curva de pressão medida, tem-se a taxa de liberação de calor abaixo.

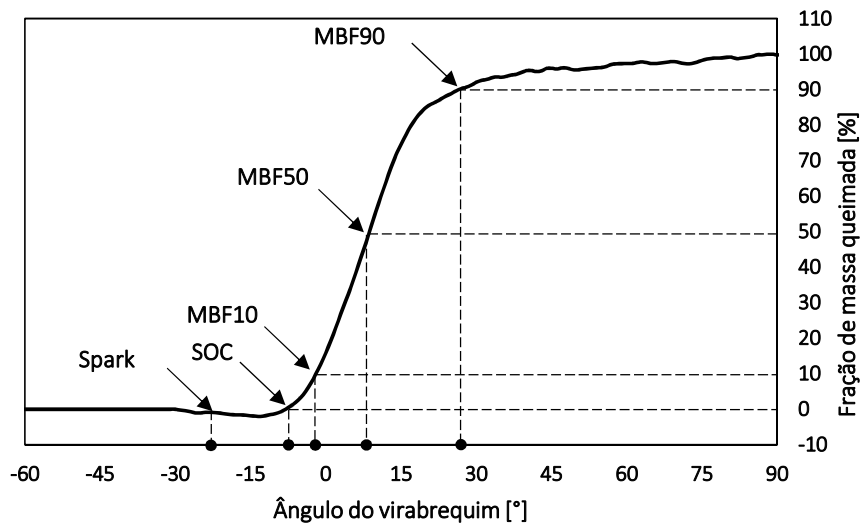


Integrando a taxa de liberação de calor na janela de  $-60$  a  $90^\circ$  (ref.  $0^\circ$  PMS compressão), tem-se o calor total líquido aparente liberado pelo processo de combustão, ou seja, a energia que realmente alterou a pressão e temperatura média do gás no interior do cilindro.

$$Q_{at} = \int_{-60^\circ}^{90^\circ} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta$$

A fração de massa queimada é então calculada pela seguinte equação e mostrada e definida na curva abaixo.

$$X_b(\theta) = \frac{100}{Q_{at}} \int_{-60^\circ}^{\theta} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta$$



A partir da curva de fração de massa queimada é possível determinar os principais parâmetros do processo de combustão.

SOC, posição angular do virabrequim referente ao início da combustão: determinado quando a curva de fração de massa queimada atinge derivada positiva e seu valor ultrapassa 0%.

MBF 50, posição angular do virabrequim referente à queima de 50% do combustível: determinado quando a curva de fração de massa queimada atinge 50%.

MBF 10 – 90, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 10% do combustível até 90% (ângulo de queima rápida): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 90% e 10%.

MBF 10 – 50, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 10% do combustível até 50% (primeira porção da queima): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 50% e 10%.

MBF 50 – 90, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 50% do combustível até 90% (segunda porção da queima): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 90% e 50%.

*Atraso de ignição*, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de início da combustão e avanço de ignição: determinado pela diferença angular entre o momento da centelha e o SOC.

A taxa de liberação de calor pode ser normalizada e corresponde à derivada da curva de fração de massa queimada. Esta grandeza é mostrada na curva abaixo, obtida pela modelagem.

## ANEXO II

### Formulário padrão para realização e coleta de dados de ensaio

Grandeza	Descrição	Fonte
<b>IMEPg [bar]</b>	Pressão média efetiva indicada bruta	Calculado nível II
<b>COV-IMEPg [%]</b>	Covariância da pressão média efetiva indicada bruta	Calculado nível I
<b>NIMEP [bar]</b>	Pressão média efetiva indicada líquida	Calculado nível II
<b>PMEP [bar]</b>	Pressão média efetiva de bombeamento (Pumping)	Calculado nível II
<b>BMEP [bar]</b>	Pressão média efetiva de eixo (Brake)	Calculado nível II
<b>FMEP [bar]</b>	Pressão média efetiva de atrito (Friction)	Calculado nível II
<b>Regime de rotação [rpm]</b>	Regime de rotação do motor durante o ensaio	Medido
<b>Lambda</b>	Relação ar/combustível normalizada (1,00 = estequiométrico)	Medido
<b>ISFC [g/kWh]</b>	Consumo específico de combustível indicado	Calculado nível I
<b>BSFC [g/kWh]</b>	Consumo específico de combustível de eixo	Calculado nível I
<b>Eficiência de Conversão de Combustível [%]</b>	Eficiência de conversão de combustível indicada	Calculado nível II
<b>Eficiência de Combustão [%]</b>	Eficiência de combustão baseada na liberação efetiva de calor	Calculado nível II
<b>Eficiência Térmica [%]</b>	Eficiência termodinâmica do ciclo (Trabalho indicado / Calor aparente)	Calculado nível II
<b>Eficiência Mecânica [%]</b>	Eficiência mecânica observada (BMEP/NIMEP)	Calculado nível II
<b>Eficiência Global [%]</b>	Eficiência global do motor (Trabalho de eixo / Energia do combustível)	Calculado nível II
<b>Eficiência Volumétrica [%]</b>	Eficiência volumétrica (vazão ideal / vazão real de ar)	Calculado nível II
<b>MBF50 [°]</b>	Ângulo o qual se tem 50% da fração de massa queimada	Calculado nível III
<b>MBF10-90 [°]</b>	Duração, em graus, o qual se tem de 10 a 90% da fração de massa queimada	Calculado nível III
<b>MBF10-50 [°]</b>	Duração, em graus, o qual se tem de 10 a 50% da fração de massa queimada	Calculado nível III
<b>MBF50-90 [°]</b>	Duração, em graus, o qual se tem de 50 a 90% da fração de massa queimada	Calculado nível III
<b>Calor Liberado [J]</b>	Calor aparente obtido pela análise da curva de pressão no cilindro	Calculado nível III
<b>Avanço de ignição [°]</b>	Ângulo antes do PMS de compressão no qual ocorre a ignição	Medido
<b>SOC [°]</b>	Ângulo no qual ocorre o início da combustão	Calculado nível III
<b>Ignition Delay [°]</b>	Duração, em graus, entre a ignição e o início da combustão	Calculado nível I
<b>Pressão máxima no cilindro [bar]</b>	Máxima pressão atingida dentro de cilindro	Medido
<b>Ângulo da pressão máxima [°]</b>	Ângulo o qual ocorre a pressão máxima no cilindro após o PMS	Medido
<b>COV-Pressão máxima [%]</b>	Covariância da pressão máxima	Calculado nível I
<b>DOI [°]</b>	Duração da injeção de combustível em graus	Medido
<b>SOI [°]</b>	Ângulo em que ocorre o início da injeção de combustível	Medido
<b>IVO - APMS [°]</b>	Ângulo de abertura da válvula de admissão antes do PMS	Medido
<b>IVC - DPMS [°]</b>	Ângulo de fechamento da válvula de admissão depois do PMI	Medido
<b>EVO - APMI [°]</b>	Ângulo de abertura da válvula de exaustão antes do PMI	Medido
<b>EVC - DPMS [°]</b>	Ângulo de fechamento da válvula de exaustão depois do PMS	Medido
<b>Pressão de injeção [bar]</b>	Pressão de injeção na linha de combustível	Medido
<b>Tempo de injeção [ms]</b>	Duração da injeção do combustível	Calculado nível I
<b>Vazão mássica de combustível [kg/h]</b>	Quantidade de massa de combustível em relação ao tempo	Medido
<b>Vazão mássica de ar [kg/h]</b>	Quantidade de massa de ar em relação ao tempo	Calculado nível II
<b>Vazão média de injeção [g/s]</b>	Vazão média de combustível durante o intervalo de injeção	Calculado nível I
<b>Massa de combustível por ciclo [mg]</b>	Quantidade de massa de combustível injetada por ciclo	Calculado nível I

<b>Umidade relativa [%]</b>	Umidade relativa do ambiente (sala de ensaios)	Medido
<b>Pressão barométrica [bar]</b>	Pressão atmosférica do ambiente	Medido
<b>Pressão na admissão [bar]</b>	Pressão no coletor de admissão	Medido
<b>Temperatura na admissão [°C]</b>	Temperatura no coletor de admissão	Medido
<b>Pressão no escapamento [bar]</b>	Pressão no coletor de exaustão	Medido
<b>Temperatura escapamento [°C]</b>	Temperatura no coletor de exaustão	Medido

<b>Potência [kW]</b>	Potência de eixo	Medido
<b>Potência corrigida [kW]</b>	Potência corrigida em função das condições ambientais da sala - ABNT 1585	Calculado nível I
<b>Potência indicada [kW]</b>	Potência indicada	Calculado nível I
<b>Torque [Nm]</b>	Torque de eixo	Medido
<b>Torque corrigido [Nm]</b>	Torque corrigido em função das condições ambientais da sala - ABNT 1585	Calculado nível I
<b>Torque indicado [Nm]</b>	Torque indicado	Calculado nível I

<b>Temperatura da água de arrefecimento [°C]</b>	Temperatura do líquido de arrefecimento	Medido
<b>Temperatura do óleo lubrificante [°C]</b>	Temperatura do óleo lubrificante do motor	Medido
<b>Temperatura do combustível [°C]</b>	Temperatura do combustível na linha de fornecimento	Medido

	Parâmetros de interesse para reconhecimento das condições da prova e resultados globais
	Parâmetros correlacionados ao processo de combustão
	Parâmetros referentes à emissão de gases poluentes
	Parâmetros correlacionados ao processo de formação de mistura
	Parâmetros referentes às condições de fronteira/ambientais do ensaio
	Parâmetros com referência ao regime de carga do motor
	Parâmetros referentes às temperaturas dos fluidos utilizados no motor

<b>Medido</b>	Parâmetro medido por sensores. Sistema PUMA, INDICOM, NAPRO
<b>Calculado nível I</b>	Parâmetro calculado a partir de matemática simples. Ex. Parâmetros estatísticos, valores corrigidos, cálculo com base em parâmetros da tabela
<b>Calculado nível II</b>	Parâmetro calculado a partir de modelo matemático simplificado. Ex. (I-P-F-B)MEP
<b>Calculado nível III</b>	Parâmetro calculado a partir de modelo matemático complexo. Ex. (X)MBF