

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Lucas Guimarães Fonseca

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE
IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARA POR JATOS TURBULENTOS EM UM MOTOR
MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA OPERANDO COM ETANOL**

Belo Horizonte

2023

Lucas Guimarães Fonseca

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE
IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARA POR JATOS TURBULENTOS EM UM MOTOR
MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA OPERANDO COM ETANOL**

Dissertação apresentada ao Programa 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. José Guilherme Coelho Baeta

Belo Horizonte

2023

F676e Fonseca, Lucas Guimarães.
Estudo experimental do desempenho de um sistema de ignição com pré-câmara por jatos turbulentos em um motor monocilíndrico de pesquisa operando com etanol [recurso eletrônico] / Lucas Guimarães Fonseca . - 2023.
1 recurso online (108 f. : il., color.) : pdf.
Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.
Bibliografia: f. 103-108.
Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.
1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Álcool - Teses. 3. Motores - Teses. 4. Combustão - Teses. 5. Efeito estufa (Atmosfera) - Aspectos ambientais - Teses. 6. Combustíveis fósseis - Aspectos ambientais - Teses. 7. Energia cinética - Teses. 8. Poluentes - Teses. I. Baêta, José Guilherme Coelho. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621 (043)



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

FOLHA DE APROVAÇÃO

ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARA POR JATOS TURBULENTOS EM UM MOTOR MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA OPERANDO COM ETANOL

LUCAS GUIMARÃES FONSECA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores Dr. José Guilherme Coelho Baêta (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Rudolf Huebner (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho (Departamento de Engenharia Mecânica/CEFET), 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 15 de dezembro de 2023.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta, Professor do Magistério Superior**, em 03/01/2024, às 10:36, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fernando Antonio Rodrigues Filho, Usuário Externo**, em 04/01/2024, às 16:21, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Rudolf Huebner, Professor do Magistério Superior**, em 04/01/2024, às 19:54, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabricio Jose Pacheco Pujatti, Professor do Magistério Superior**, em 05/01/2024, às 11:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2938534** e o código CRC **A870880F**.

Referência: Processo nº 23072.200070/2024-01

SEI nº 2938534

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus pelo dom da vida.

Agradeço aos meus pais, Lincoln Pereira Fonseca e Vânia Elizabeth Guimarães Fonseca por tudo, mas em particular por sempre me apoiarem, me aconselharem e me incentivarem a correr atrás dos meus objetivos.

Agradeço aos meus irmãos, Flávia, Leonardo e Rodrigo, pelas lições ao longo da vida.

Agradeço ao meu orientador, Jose Guilherme Coelho Baeta, por todo o auxílio, orientação, ensinamentos e pelo papel proeminente que tem tido na minha carreira como pesquisador.

Agradeço a todos os professores que tive, pelo conhecimento a mim passado, mas em particular aos professores Ramon Molina Valle, Rudolf Huebner, Fabrício José Pacheco Pujatti, Fernando Antônio Rodrigues Filho e Márcio Expedito Guzzo pelo apoio, ajuda e disponibilidade nesta jornada.

Agradeço ao colega do programa de pós-graduação em engenharia mecânica da UFMG Rodrigo Santos Silveira, pela ajuda e companhia em tempos de pandemia.

Agradeço à Marcos de Carvalho Torres Filho, por sempre estar disponível e pelo empenho na manutenção e aprimoramento da estrutura do CTM.

Agradeço aos colegas do CTM-UFMG Augusto César Teixeira Malaquias, Mateus Silva Mendonça, Pedro Bernardes Gonçalves, Gabriel Heleno, Rafael Nangino da Mata, Rodrigo Rosalen Filho, Yara Sandy dos Santos Coelho, Rafael Paulino Pereira Moreira, Tomé Cruz Fernandes e Gustavo Henrique Ferreira pelo companheirismo, empenho e dedicação no trabalho. Em particular agradeço a Wender Pereira de Oliveira pelo auxílio na revisão deste trabalho.

Agradeço a toda a minha família, pelo apoio.

Agradeço a todos que direta ou indiretamente contribuíram para realização deste mestrado.

Agradeço ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC) da UFMG.

Agradeço à FUNDEP, pela concessão de bolsas durante o meu mestrado que foi realizado no contexto do programa Rota 2030, no projeto de nome “Desenvolvimento de um sistema de combustão ‘Passive Turbulent Jet-Ignition’ em

motor monocilíndrico de pesquisa para utilização de etanol hidratado com aplicação em motor multicilíndrico flexfuel” e código de parceria 27192.01.02/2021.03.00.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

RESUMO

A utilização de fontes fósseis de energia contribui para a emissão de gases de efeito estufa na atmosfera, como dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC) e óxidos de nitrogênio (NO_x). O impacto desses gases no clima e no meio ambiente tem motivado a implementação de diversos acordos e regulamentações que visam a redução dessas emissões. Muitas dessas legislações são direcionadas ao setor automotivo, que é responsável por considerável parte dessas emissões. Os estudos desenvolvidos nesse contexto apontam que a utilização de combustíveis renováveis, como o etanol, tem potencial de reduzir as emissões de poluentes e melhorar a eficiência em motores combustão interna. Outra tecnologia potencial é o sistema de ignição com pré-câmara. Essa tecnologia utiliza um volume separado onde a combustão é iniciada e jatos gasosos parcialmente queimados são introduzidos na câmara principal com elevada energia cinética, térmica e química, reduzindo tanto o atraso de ignição quanto o tempo de combustão. Foram projetadas quatro geometrias de pré-câmaras passivas com dois valores de volume interno e duas configurações de orifícios diferentes. Essas geometrias foram produzidas com dois materiais diferentes, aço inoxidável I304 e uma liga de cobre, cromo e zircônio (CuCr1Zr), totalizando oito pré-câmaras produzidas. Essas pré-câmaras foram instaladas em um motor monocilíndrico AVL 5495 com 14:1 de razão volumétrica de compressão operando com etanol hidratado e testadas em cinco condições de operação. Foi feita uma compensação da alteração do volume morto do motor gerada pela instalação das pré-câmaras, permitindo uma razão volumétrica de compressão próxima em todas as condições testadas. A análise dos resultados mostrou reduções nas emissões de NO_x de até 75% e das emissões de HC de até 62%, além de melhoras na eficiência de conversão de combustível de até 2%. Foram obtidas reduções da duração da combustão de até 15% em 19 das 20 condições testadas, o que melhora a resistência do motor à detonação. Dessa forma, futuras melhorias da eficiência de conversão de combustível poderão ser alcançadas através do aumento da razão volumétrica de compressão. Os resultados indicam ainda que a geometria ótima de pré-câmara depende da condição de operação do motor.

Palavras-chave: motores de combustão interna; pré-câmara; etanol; ignição por jatos turbulentos; *spray*.

ABSTRACT

The use of fossil fuels as energy sources contributes for the emission of greenhouse gases on atmosphere, such as carbon dioxide (CO_2), carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC) e nitrogen oxides (NO_x). These gases impact on climate and environment has motivated the implementation of agreements and regulations that seek to reduce these emissions. Many of these legislations are aimed at the automotive sector, which is responsible for a sizable proportion of it. The studies performed in this context point to renewable fuels, such as ethanol, as a great potential solution to reduce emissions and improve efficiencies in internal combustion engines. Another potential technology is the pre-chamber ignition system. This technology uses a separated volume where the combustion is initiated and partially burned gaseous jets are introduced in the main chamber with high kinetic, thermal, and chemical energy, reducing ignition delay and combustion duration. Four passive pre-chamber geometries were designed with two intern volume values and two different orifice configurations. These geometries were produced with two different materials, stainless steel I304 and a copper, chrome, and zirconium alloy CuCr1Zr, totaling eight produced pre-chambers. These prechambers were installed on a 14:1 compression ratio single cylinder research engine operating with ethanol and tested for five different operational conditions. Engine dead volume variation due to the assembly of the prechambers was compensated, allowing a closer compression ratio in all tested conditions. Results show reduction of up to 75% in NO_x emissions and a reduction of up to 62% on HC emissions, In addition to an improvement of up to 2% in fuel conversion efficiency. Furthermore, reductions of up to 15% on combustion duration were obtained on 19 of the 20 conditions tested, which improves the knock resistance of the engine. As a result, future improvements on fuel conversion efficiency can be achieved increasing the compression ratio. Results indicate that optimal prechamber geometry depends on engines operational condition.

Keywords: internal combustion engine; pre-chamber; ethanol; turbulent jet ignition; spray.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 - Contribuição de diversos setores na emissão de gases de efeito estufa .. | 17 |
| Figura 2 - Uso de cobre por tipo de veículo | 18 |
| Figura 3 - Análise de ciclo de vida das emissões de diversos tipos de veículos | 20 |
| Figura 4 - Geometria básica de um motor de combustão interna alternativo | 24 |
| Figura 5 – O ciclo de operação do motor de quatro tempos | 25 |
| Figura 6 - Curva típica de fração mássica queimada (MFB) | 32 |
| Figura 7 - Representação esquemática de um <i>spray</i> | 35 |
| Figura 8 - Principais estratégias de injeção direta com estratificação de mistura: a) injetor e vela distantes (<i>wall guided e air guided</i>); b) injetor e vela próximos (<i>spray guided</i>) | 37 |
| Figura 9 – Representação da extremidade do injetor e imagens típicas dos sprays dos principais tipos de injetores: (a) <i>high-pressure swirl</i> , (b) <i>outward-opening</i> e (c) <i>multi-hole</i> | 38 |
| Figura 10 - Curva de pressão de um motor com (a) combustão normal, (b) combustão com detonação suave e (c) combustão com detonação severa | 41 |
| Figura 11 - Ilustrações das pré-câmaras propostas por Ricardo (a) e Goossak (b) .. | 42 |
| Figura 12 - Pré-câmara testada e desenvolvida por Sá em estado incandescente devido a sobreaquecimento | 43 |
| Figura 13 – Representações das pré-câmaras desenvolvidas no CTM-UFMG por a) Sá (2001), b) Gomes (2004), c) Baptista (2007) , d) Rodrigues Filho (2014), e) Moreira (2014), f) Couto (2017) e g) Roso (2019) | 47 |
| Figura 14 – Esquema da bancada de ensaios em <i>spray</i> : a) Cilindro de nitrogênio; b) Câmara de contrapressão; c) Acumulador de pressão e tanque de combustível; d) Injetor; e) MoTec M4; f) GDI Driver 30A – 4CH | 63 |
| Figura 15 – Representação esquemática do ensaio <i>shadowgraph</i> | 64 |
| Figura 16 – Representação esquemática do ensaio <i>PDA</i> : a) Sonda transmissão; b) Sonda de recepção | 65 |
| Figura 17 - Motor monocilíndrico de pesquisa (vista 1) | 67 |
| Figura 18 - Motor monocilíndrico de pesquisa (vista 2) | 67 |
| Figura 19 – Equipamentos da bancada dinamométrica do motor monocilíndrico de pesquisa: a) Dinamômetro de bancada; b) Condicionador de combustível; c) Balança de combustível; d) Bomba de Injeção direta de combustível; e) injetor Bosch HDEV | |

| | |
|---|----|
| 1.1; f) <i>ETU</i> ; g) Atuador de borboleta; h) Condicionador de água e óleo; i) Analisador de gases Tecnomotor TM 132..... | 70 |
| Figura 20 - Bancada de controle | 71 |
| Figura 21 - Representação do injetor: e sua montagem na câmara de combustão (a); sua montagem com a vela de ignição (b); interior da pré-câmara (c) e orifícios de interconexão (d) | 71 |
| Figura 22 – Pré-câmaras..... | 73 |
| Figura 23 - Exemplo de imagem de <i>Shadowgraph</i> | 75 |
| Figura 24 – Exemplo de imagem de <i>spray</i> pós-tratamento..... | 76 |
| Figura 25 – Fronteira do <i>spray</i> | 76 |
| Figura 26 – Metodologia para determinação do ângulo de cone: a) <i>spray</i> com todos os dados de posição; b) <i>Spray</i> com os 40 pontos mais próximos do injetor | 77 |
| Figura 27 - Metodologia de determinação da penetração vertical..... | 77 |
| Figura 28 - Posicionamento do volume de medição em relação ao injetor: (a) vista frontal; (b) vista lateral..... | 78 |
| Figura 29 - Resultados dos ensaios de <i>spray</i> a pressão atmosférica: Penetração (a) e ângulo de cone (b) | 84 |
| Figura 30 – Imagens de <i>spray</i> dos ensaios da câmara de contrapressão | 85 |
| Figura 31 – Resultados dos ensaios de <i>shadowgraph</i> com contrapressão | 86 |
| Figura 32 – Resultados dos ensaios de PDA: Distribuições de diâmetros (a), de velocidades verticais (b) e de velocidades tangenciais (c)..... | 89 |
| Figura 33 – Eficiência de conversão de combustível indicada | 91 |
| Figura 34 – MFB 50-90 | 92 |
| Figura 35 - MFB 10-50 | 93 |
| Figura 36 - MFB 10-90 | 93 |
| Figura 37 - Coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada | 94 |
| Figura 38 – MFB 50..... | 95 |
| Figura 39 – Emissões específicas de óxidos de nitrogênio..... | 96 |
| Figura 40 – Pico de temperatura na câmara de combustão..... | 97 |
| Figura 41 - Emissões específicas de hidrocarbonetos | 98 |
| Figura 42 – Emissões específicas de monóxido de carbono..... | 98 |
| Figura 43 – Fator Lambda..... | 99 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Geração de energia elétrica por fonte | 19 |
| Tabela 2 - Diâmetro médio das gotículas e suas aplicações | 36 |
| Tabela 3 - Configuração do sistema PDA | 65 |
| Tabela 4 - Características do motor | 67 |
| Tabela 5 – Principais sensores utilizados e suas características técnicas | 68 |
| Tabela 6 – Características geométricas das pré-câmaras | 72 |
| Tabela 7 - Propriedades e composição química das ligas utilizadas na construção das pré-câmaras | 73 |
| Tabela 8 - Propriedades da gasolina e do etanol anidro | 74 |
| Tabela 9 - Pontos de operação testados..... | 79 |
| Tabela 10 - Massa molar dos gases de escapamento | 81 |
| Tabela 11 - Diâmetros e velocidades médias do ensaio de PDA..... | 88 |
| Tabela 12 - Incertezas expandidas máximas obtidas para as principais variáveis de interesse..... | 99 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- CI* *Compression Ignition* - Ignição por Compressão.
- CO* Monóxido de Carbono.
- CO₂* Dióxido de Carbono.
- CTM* Centro de Tecnologia da Mobilidade.
- DI* *Direct Injection* – Injeção Direta.
- E100* *Etanol hidratado brasileiro (até 5% do volume em água)*.
- ECU* *Engine Control Unit* – Unidade de controle de motor.
- GHG* Green house gases – Gases de Efeito Estufa.
- HC* Hidrocarbonetos.
- IMEP* *Indicated Mean Effective Pressure* – Pressão média efetiva indicada.
- ISCO* *Indicated specific carbon monoxide emissions* – Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono.
- ISCO₂* *Indicated specific carbon dioxide emissions* – Emissões específicas indicadas de dióxido de carbono.
- ISFC* *Indicated Specific Fuel Consumption* – Consumo Específico De Combustível.
- ISHC* *Indicated specific hydrocarbon emissions* – Emissões específicas indicadas de hidrocarbonetos.
- ISNO_x* *Indicated specific nitrous oxide emissions* – Emissões específicas indicadas de óxidos de nitrogênio.
- MBT* *Maximum Brake Torque* – Torque Máximo de Eixo.
- MCI* Motor de combustão interna.
- MEP* *Mean Effective Pressure* – Pressão Média Efetiva.
- MFB* *Mass Fraction Burned* – Fração Mássica Queimada.
- NO_x* Óxidos de nitrogênios.
- PCI* Poder Calorífico Inferior.
- PDA* *Phase Doppler Anemometry*.
- PMI* Ponto Morto Inferior.
- PMS* Ponto Morto Superior.
- SFC* *Specific Fuel Consumption* – Consumo Específico De Combustível.
- SI* *Spark Ignition* - Ignição por Centelha.
- TI* *Torch ignition* – Ignição por lança-chamas.
- TJI* *Turbulent Jet Ignition* – Ignição por jatos turbulentos.

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|--------------|--|
| η_{cci} | Eficiência de conversão de combustível [-] |
| η_m | Eficiência mecânica [-] |
| λ | Fator de equivalência ar-combustível [-] |
| ϕ | Fator de equivalência combustível-ar [-] |
| CoV | Coefficiente de variação [-] |
| c_p | Calor específico a pressão constante [J/Kg.K] |
| c_v | Calor específico a volume constante [J/Kg.K] |
| D_{ab} | Diâmetro Médio de um Spray [m] |
| k | Coefficiente Politrópico [-] |
| m_a | Massa de ar que participa da combustão [kg] |
| m_c | Massa de combustível que participa da combustão [kg] |
| \dot{m}_c | Vazão mássica de combustível consumida pelo motor [kg/s] |
| m_{cc} | Massa dos gases dentro da câmara de combustão [kg] |
| N_M | Velocidade angular do eixo virabrequim [rpm] |
| n_R | Número de voltas do eixo virabrequim para cada ciclo [-] |
| P_{cc} | Pressão dos gases dentro da câmara de combustão [Pa] |
| P_e | Potência de eixo [W] |
| P_f | Potência de fricção [W] |
| P_i | Potência indicada [W] |
| \dot{Q} | Taxa de liberação de calor [W] |
| R | Constante de gás específica do fluido [J/Kg.K] |
| r_c | Razão volumétrica de compressão [-] |
| t | Tempo [s] |
| T_{cc} | Temperatura dos gases dentro da câmara de combustão [K] |
| T_e | Torque do eixo virabrequim [N.m] |
| U | Energia interna do fluido [J] |
| V_{cc} | Volume da câmara de combustão [m ³] |
| V_d | Volume deslocado [m ³] |
| V_m | Volume morto [m ³] |
| V_t | Volume total [m ³] |
| \dot{W} | Taxa de trabalho realizado pelo fluido [W] |

Wi Trabalho indicado [J]

SUMÁRIO

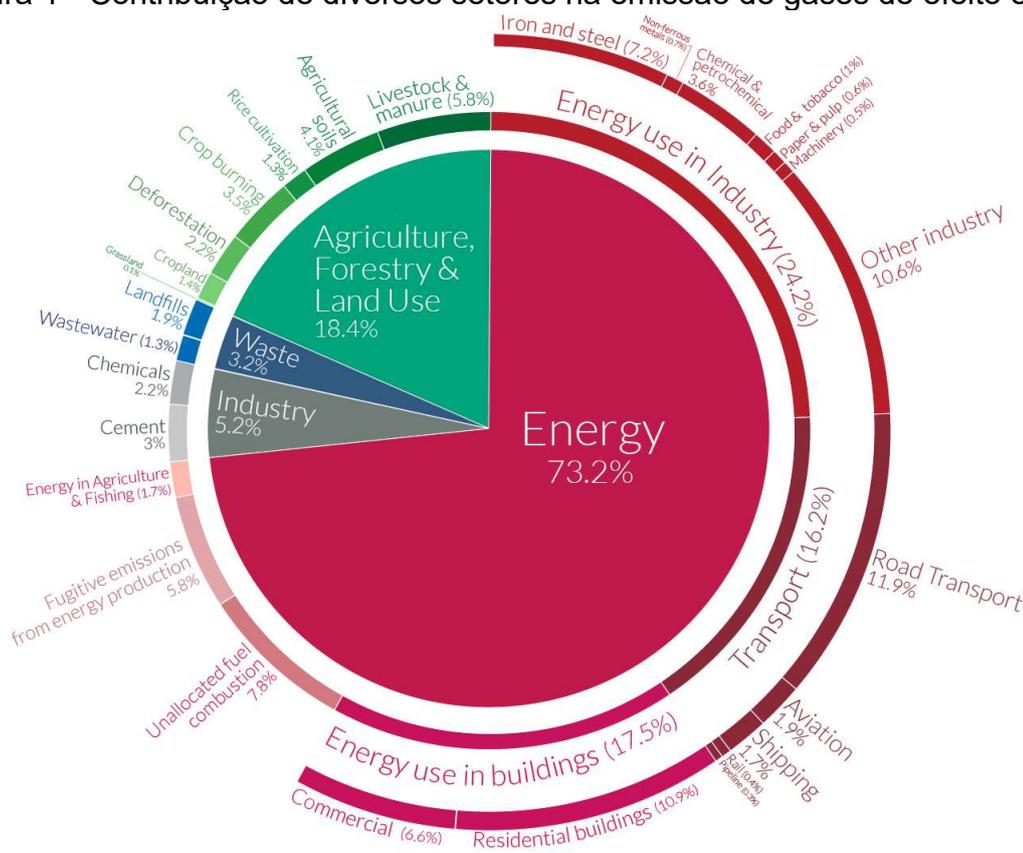
| | |
|--|-----------|
| 1 INTRODUÇÃO | 17 |
| 1.1 Objetivo geral..... | 21 |
| 1.2 Objetivos específicos | 22 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 23 |
| 2.1 Motores de combustão interna | 23 |
| 2.1.1 Conceitos fundamentais | 23 |
| 2.1.2 Parâmetros de desempenho | 25 |
| 2.2 Sistemas de injeção de combustíveis e <i>sprays</i> | 32 |
| 2.2.1 Injeção direta e indireta de combustível | 33 |
| 2.2.2 <i>Sprays</i> | 34 |
| 2.2.3 Estratégias de injeção de combustível | 36 |
| 2.2.4 Principais tipos de injetores diretos de combustível | 37 |
| 2.3 Sistemas de Ignição | 38 |
| 2.3.1 Sistemas de ignição por centelha e por compressão | 39 |
| 2.3.2 Combustão anormal | 39 |
| 2.3.3 Sistemas de ignição com pré-câmara..... | 41 |
| 2.4 Estado da arte | 47 |
| 3 MATERIAIS E MÉTODOS | 61 |
| 3.1 Materiais | 61 |
| 3.1.1 Materiais utilizados em ensaios de caracterização de <i>sprays</i> | 61 |
| 3.1.2 Materiais utilizados em ensaios de desempenho de motores | 65 |
| 3.2 Métodos..... | 74 |
| 3.2.1 Metodologia experimental em ensaios de caracterização de <i>sprays</i> | 74 |
| 3.2.2 Metodologia experimental em ensaios de desempenho de motores | 78 |
| 3.2.3 Incerteza dos dados experimentais | 82 |
| 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO | 84 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 4.1 | Resultados obtidos nos ensaios de caracterização de <i>spray</i> | 84 |
| 4.1.1 | Resultados dos ensaios de shadowgraph | 84 |
| 4.1.2 | Resultados dos ensaios de PDA | 87 |
| 4.2 | Resultados obtidos nos ensaios de desempenho de motores | 90 |
| 5 | CONCLUSÕES | 100 |
| 6 | SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS | 102 |
| 7 | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 103 |

1 INTRODUÇÃO

A utilização de fontes fósseis de energia contribui para a emissão de gases de efeito estufa na atmosfera como dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC) e óxidos de nitrogênio (NO_x) (INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE, 2014). O impacto desses gases no clima e no meio ambiente tem motivado a implementação de diversos acordos e regulamentações internacionais que visam a redução dessas emissões (FEKETE *et al.*, 2021). O setor automotivo, responsável por considerável parte dessas emissões, vem realizando um contínuo esforço afim de desenvolver novas tecnologias para reduzir a emissão de poluentes de forma a se adequar a um contexto de restrições cada vez mais severas em relação aos limites de emissões (RAHMAN *et al.*, 2021). A Figura 1 mostra a contribuição de diversos setores na emissão de gases de efeito estufa no mundo.

Figura 1 - Contribuição de diversos setores na emissão de gases de efeito estufa

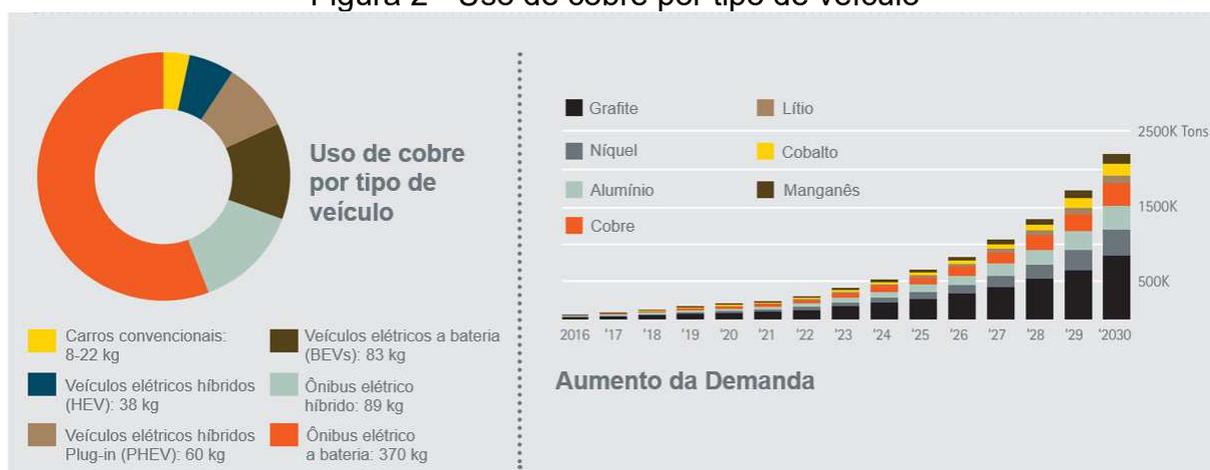


Fonte: Rahman, *et al.* (2021)

Observa-se no mercado e na mídia uma tendência em atribuir a substituição dos veículos movidos por motores a combustão interna por veículos elétricos a bateria

como a solução para eliminar a emissão de poluentes do setor de transportes (RAFTERY, 2018). Entretanto, diversos fatores tornam a substituição da frota atual por veículos elétricos uma solução ambientalmente pouco eficaz. A produção de veículos elétricos utiliza cerca de cinco vezes mais cobre que a de veículos com motores a combustão interna tradicionais (CDA, 2017) além de exigir metais terras raras, tais quais lítio e cobalto, como mostrado na Figura 2.

Figura 2 - Uso de cobre por tipo de veículo



Fonte: CDA (2017)

O aumento da demanda desses metais pode levar a sua escassez num futuro não tão distante (MEDEIROS, MALAQUIAS e BAÊTA, 2021). A demanda por esses metais aumenta consideravelmente o impacto ambiental do veículo elétrico devido às consequências da prospecção e beneficiamento desses metais, sendo que muitas etapas de seu processamento não são levadas em consideração em estudos de viabilidade ambiental (AZADI *et al.*, 2020). Além disso, há um grande percentual de queima de combustíveis fósseis (gás natural, carvão mineral, petróleo e seus subprodutos) na geração de energia elétrica em países que visam a eletrificação de suas frotas, como Reino Unido com 42,7% de sua geração de energia vinda dessas fontes, Alemanha com 43,8%, e Estados Unidos com 61,1%, enquanto a média mundial é de 61,2% (BP GROUP, 2022). Dessa forma, a substituição da frota automotiva por veículos elétricos não elimina a emissão de carbono veicular, meramente desloca essa emissão para as usinas de geração de energia elétrica. A Tabela 1 mostra a contribuição de diversas fontes de energia na alimentação da rede elétrica do Brasil, EUA, Alemanha, Reino Unido, Rússia, China, União Europeia e no Mundo.

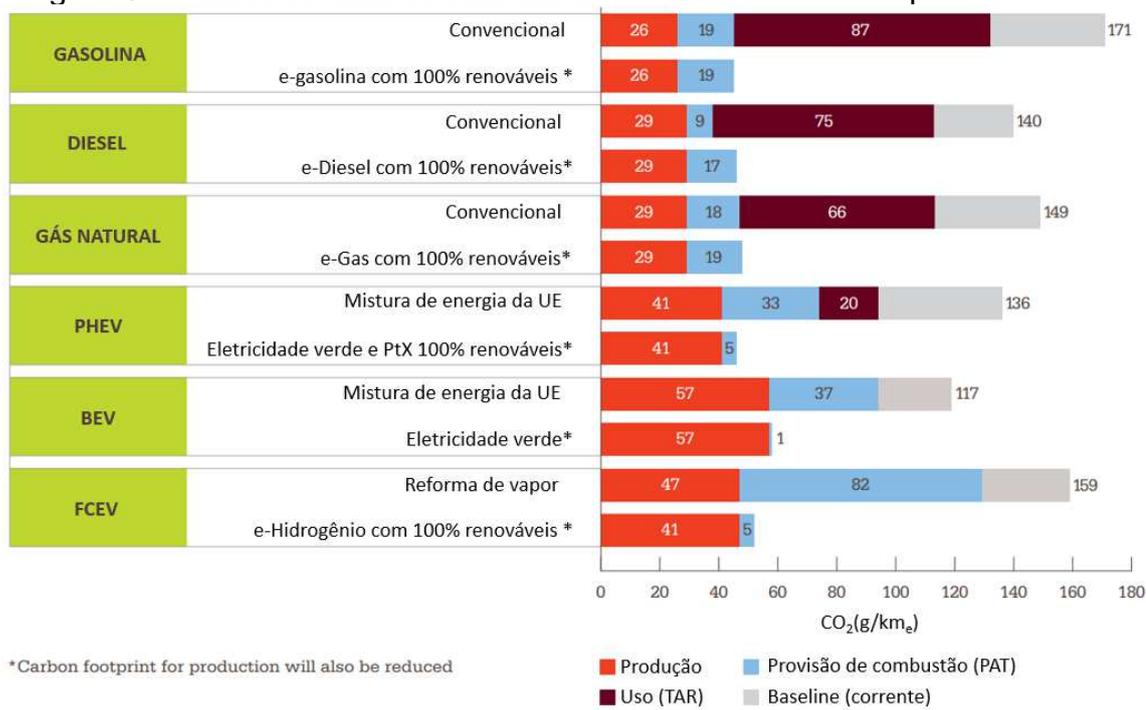
Tabela 1 - Geração de energia elétrica por fonte

| | Petróleo | | Gas natural | | Carvão | | Fósseis | | Energia Nuclear | | Hidroelétrica | | Renováveis | | Outros | |
|----------------|------------------------|------|------------------------|-------|------------------------|-------|------------------------|-------|------------------------|-------|------------------------|-------|------------------------|-------|------------------------|------|
| | 10 ⁹ kWh | % | 10 ⁹ kWh | % | 10 ⁹ kWh | % | 10 ⁹ kWh | % | 10 ⁹ kWh | % | 10 ⁹ kWh | % | 10 ⁹ kWh | % | 10 ⁹ kWh | % |
| Brasil | 21,9 | 3,3% | 86,9 | 13,3% | 24,1 | 3,7% | 132,9 | 20,3% | 14,7 | 2,2% | 362,8 | 55,4% | 144 | 22,0% | – | – |
| EUA | 20,2 | 0,5% | 1693,8 | 38,4% | 978,5 | 22,2% | 2692,5 | 61,1% | 819,1 | 18,6% | 257,7 | 5,8% | 624,5 | 14,2% | 12,7 | 0,3% |
| Alemanha | 4,8 | 0,8% | 89 | 15,2% | 162,6 | 27,8% | 256,4 | 43,9% | 69 | 11,8% | 19,1 | 3,3% | 217,6 | 37,2% | 22,4 | 3,8% |
| Reino Unido | 1,5 | 0,5% | 124,2 | 40,1% | 6,5 | 2,1% | 132,2 | 42,7% | 45,9 | 14,8% | 5 | 1,6% | 116,9 | 37,7% | 9,9 | 3,2% |
| Russia | 8,5 | 0,7% | 496,8 | 42,9% | 204,7 | 17,7% | 710 | 61,4% | 222,4 | 19,2% | 214,5 | 18,5% | 5,4 | 0,5% | 4,7 | 0,4% |
| China | 12,2 | 0,1% | 272,6 | 3,2% | 5339,1 | 62,6% | 5623,9 | 65,9% | 407,5 | 4,8% | 1300 | 15,2% | 1152,5 | 13,5% | 50,2 | 0,6% |
| União Europeia | 43 | 1,5% | 548 | 18,9% | 439,2 | 15,2% | 1030,2 | 35,6% | 732,2 | 25,3% | 344,4 | 11,9% | 730,2 | 25,2% | 58,4 | 2,0% |
| Mundo | 720,3 | 2,5% | 6518,5 | 22,9% | 10244 | 36,0% | 17482,8 | 61,4% | 2800,3 | 9,8% | 4273,8 | 15,0% | 3657,2 | 12,8% | 252,2 | 0,9% |

É possível observar mesmo em um cenário onde não há emissão de poluentes na produção da energia utilizada para carregar um veículo elétrico, as emissões relacionadas a produção desses fazem com que as suas emissões globais sejam maiores que a de um veículo a combustão tradicional operando com combustíveis renováveis.

O Brasil se encontra nesse cenário em uma posição privilegiada com relação a sua matriz energética. Apenas cerca de 20,1% da produção de energia elétrica do país vem da queima de combustíveis fósseis, aproximadamente um terço da média global (BP GROUP, 2022). Entretanto, um relatório feito pelo INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS (2020), mostra, a partir de uma análise de ciclo de vida, emissões de CO₂ de um veículo elétrico a bateria de 58 g/km_e (assumindo que o carregamento desse veículo é feito em uma rede elétrica cuja produção de energia é de baixa emissão de carbono) enquanto um veículo com um motor a combustão tradicional operando com combustíveis de baixo carbono apresenta emissões de CO₂ de 45 g/km_e (considerando reduções na emissão de carbono na produção do combustível), mostrando que a aplicação de combustíveis renováveis tem um potencial ainda maior de reduzir a emissão de gases intensificadores do efeito estufa (GHG, do inglês *greenhouse gases*) que o de veículos elétricos a bateria. Esse maior potencial se deve a consideráveis emissões de poluentes durante a produção das baterias de um veículo elétrico, além de menores emissões de gases poluentes relacionadas a produção e fim de ciclo de um veículo com motores a combustão interna. Os resultados do estudo citado são apresentados na Figura 3.

Figura 3 - Análise de ciclo de vida das emissões de diversos tipos de veículos



Fonte: INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS (2020)

Diante deste cenário, o desenvolvimento de novas tecnologias em veículos movidos a motores de combustão interna tem sido feito não apenas para atender as novas demandas de legislações ambientais, mas também com objetivo de diminuir a contribuição do setor de transportes nas emissões de gases de efeito estufa. Diversos estudos publicados em revistas indexadas com prestígio internacional e elevado fator de impacto mostram que o sistema de ignição por pré-câmara apresenta bom potencial para proporcionar aumento da eficiência de conversão de combustível e redução na emissão de poluentes. Essa tecnologia consiste na utilização de uma pré-câmara de combustão conectada a câmara principal por meio de um ou mais orifícios, denominados de orifícios de interconexão. Neste sistema, a combustão é iniciada na pré-câmara por meio de uma centelha elétrica proveniente de uma vela de ignição. A combustão da mistura ar-combustível dentro da pré-câmara faz com que a pressão interna nessa região aumente, chegando a valores acima da pressão na câmara principal, resultando na ejeção dessa mistura ainda em combustão. Quando os orifícios de interconexão possuem diâmetro menor que um diâmetro crítico, o processo de combustão é interrompido. Dessa forma, jatos de gases de produtos de combustão incompleta e quimicamente ativos são lançados na câmara principal. Por serem quimicamente ativos e dotados de elevada energia térmica e cinética, a ignição iniciada por esses jatos possui menor atraso de ignição e tempo de

combustão. Esses fatores aliados à turbulência induzida na câmara principal tendem a gerar uma combustão mais rápida e permitir melhoras na eficiência de conversão de combustível (TOULSON, SCHOCK e ATTARD, 2010).

A utilização de combustíveis renováveis também é apontada como uma estratégia válida para reduzir as emissões de carbono, tendo o potencial de alcançar uma redução da emissão desses gases da ordem de 74% em comparação a um veículo operando com combustíveis fósseis. Mesmo se comparados a um veículo elétrico a bateria, uma análise de ciclo de vida mostra que um veículo movido a combustíveis renováveis tem o potencial de alcançar emissões de gases de efeito estufa cerca de 37% menores (ANDERSSON e BORJESSON, 2021). O etanol, um combustível renovável, apresenta certas vantagens em relação a gasolina, como número de octano de 108,61 até 110, calor latente de vaporização de 900 a 920 kJ/kg e temperatura de autoignição de 425°C, todas essas propriedades com valores superiores em comparação com a gasolina que possui número de octano de 91 até 100, calor latente de vaporização de 380 a 400 kJ/kg e temperatura de autoignição de 257°C (MASUM *et al.*, 2013). Essas propriedades contribuem para que o etanol apresente uma maior resistência a detonação, o que permite que ele opere em motores com maiores razões volumétricas de compressão, o que favorece o aumento da eficiência de conversão de combustível (PULKRABEK, 1997). O etanol é particularmente interessante para o Brasil, visto que, em decorrência do Programa Nacional do álcool realizado em 1975 (CRUZ *et al.*, 2016), o país possui a infraestrutura de distribuição e o conhecimento técnico relacionado a produção e utilização desse combustível, o que torna a sua utilização como estratégia de redução de emissões com menores custos e menor dificuldade de implantação no país. Por tudo isso, a implementação de um sistema de ignição com pré-câmara operando com etanol tem um potencial considerável de reduzir a emissão de poluentes em motores de combustão interna.

1.1 Objetivo geral

Esse trabalho tem como objetivo analisar o desempenho, a combustão e as emissões de poluentes de um motor monocilíndrico de pesquisa utilizando um sistema de ignição com pré-câmara *Turbulent Jet Ignition (TJI)*, operando com etanol em

mistura estequiométrica, com elevada razão volumétrica de compressão (14:1) e para uma ampla faixa de condições de rotação e carga.

1.2 Objetivos específicos

Visando atingir o objetivo geral, são elencados os seguintes objetivos específicos:

- Caracterizar o *spray* do injetor utilizado no motor no modo de injeção direta em uma bancada experimental de caracterização de *sprays*;
- Calibrar os parâmetros de controle do motor monocilíndrico de pesquisa em sua configuração original (com sistema de ignição convencional);
- Projetar e construir as pré-câmaras de combustão para a operação do motor monocilíndrico de pesquisa no modo *TJI*;
- Calibrar os parâmetros de controle do motor operando no modo *TJI* buscando melhores condições de operação para caracterizar sua eficiência de conversão de combustível, combustão e emissões de gases;
- Comparar a eficiência de conversão de combustível e a emissão de gases poluentes obtidas no motor monocilíndrico de pesquisa operando com e sem o sistema de ignição com pré-câmara *Turbulent Jet Ignition*, buscando avaliar seu potencial de reduzir as emissões de poluentes e o consumo de combustível;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As principais atividades desenvolvidas neste trabalho foram ensaios experimentais em um motor monocilíndrico de pesquisa e testes realizados em uma bancada de ensaios de injetores para caracterização do *spray* do injetor de combustível utilizado no motor. Neste capítulo são discutidos os principais conceitos necessários para compreensão desses ensaios experimentais e para avaliação dos seus resultados.

Em primeiro lugar, são discutidos conceitos ligados ao funcionamento de motores de combustão interna e a avaliação de seu desempenho. Em seguida, são abordados os principais assuntos deste trabalho: sistemas de injeção de combustíveis e sistema de ignição. Por fim, é apresentada uma seleção de artigos com o objetivo de expor as principais tendências encontradas em pesquisas similares à desenvolvida neste trabalho, no nível do estado da arte.

2.1 Motores de combustão interna

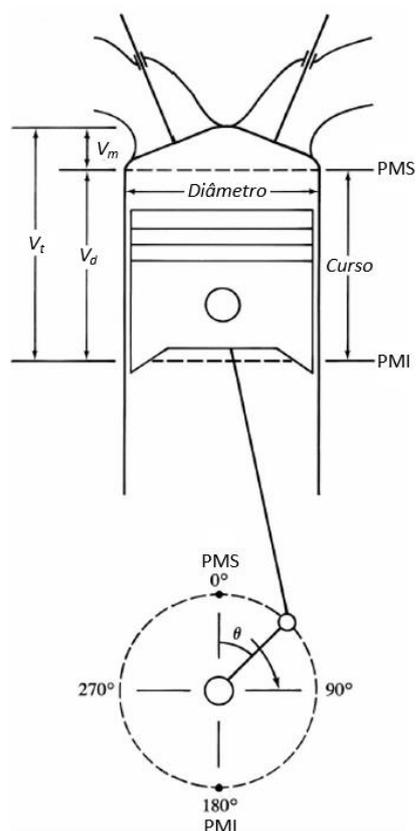
Motores de combustão interna (MCI) são máquinas térmicas destinadas a conversão de energia química em energia mecânica pelo processo de combustão de uma mistura ar-combustível no interior da câmara de combustão e onde a expansão dos gases oriundos do processo de combustão é responsável pela realização do trabalho (HEYWOOD, 2018).

2.1.1 Conceitos fundamentais

Nos motores de combustão interna alternativos um pistão acoplado a um eixo-arvore, denominado eixo virabrequim, por um mecanismo de biela-manivela tem um movimento oscilatório entre duas posições em um cilindro devido a rotação desse eixo. A combustão ocorre em uma região confinada tendo o pistão como uma das fronteiras, gerando um aumento da pressão que desloca o pistão que movimenta o eixo árvore cuja energia mecânica pode ser aproveitada. As duas posições entre as quais o pistão oscila são chamadas de ponto morto superior (PMS) e inferior (PMI), onde o volume dentro da câmara de combustão (V_{cc}) tem valor mínimo e máximo, respectivamente, e a distância entre esses pontos é chamada de curso do pistão.

Esses volumes máximo e mínimo são chamados de volume total (V_t) e volume morto (V_m), respectivamente, sendo que a diferença entre eles é denominada volume deslocado (V_d) (HEYWOOD, 2018). A Figura 4 ilustra um motor de combustão interna alternativo.

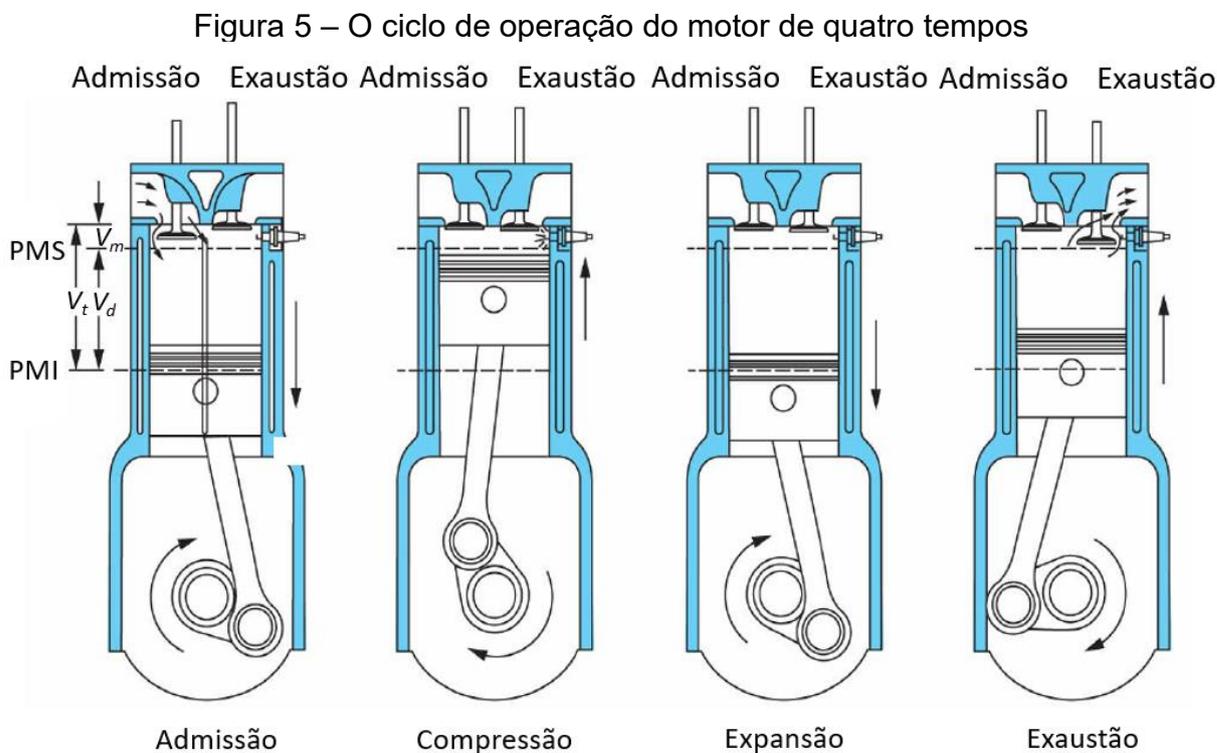
Figura 4 - Geometria básica de um motor de combustão interna alternativo



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (2018)

Em um motor de combustão interna de quatro tempos, o pistão se desloca de um ponto morto para outro quatro vezes em cada um de seus ciclos de funcionamento. Esses motores têm seu ciclo dividido em quatro tempos: admissão, compressão, expansão e exaustão. Na admissão, o pistão se desloca do ponto morto superior para o inferior, aumentando o volume da câmara de combustão e, como as válvulas de admissão estão abertas, admitindo ar fresco. Na compressão, o pistão se desloca novamente para o ponto morto superior com todas as válvulas fechadas, comprimindo a mistura admitida. Na expansão, com a combustão da mistura ar-combustível, o pistão é empurrado para o ponto morto inferior, gerando trabalho sobre o eixo virabrequim. Na exaustão, o pistão se desloca para o ponto morto superior com as

válvulas de exaustão abertas, expelindo os gases remanescentes da combustão para o sistema de exaustão (STONE, 1999). A Figura 5 ilustra as quatro etapas de um motor alternativo de quatro tempos.



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (2018)

Com o movimento do pistão, o volume ocupado pelos gases dentro do cilindro se altera. Uma variável importante na análise de motores é a razão entre o volume total e o volume morto, chamada de razão volumétrica de compressão (r_c), que pode ser obtida por meio da Equação 1 (HEYWOOD, 2018). Uma maior razão volumétrica de compressão contribui para o alcance de uma maior eficiência térmica por aumentar a razão de expansão.

$$r_c = \frac{V_t}{V_m} = \frac{V_d + V_m}{V_m} \quad (1)$$

2.1.2 Parâmetros de desempenho

Em um motor de combustão interna ocorrem diversas transformações de energia, desde a energia química presente no combustível até a energia cinética

presente na rotação do eixo virabrequim. É possível medir e/ou calcular diversas energias e potências nessas etapas, sendo que algumas delas podem ser usadas como parâmetros de desempenho de motor.

A potência de eixo do motor (P_e) é a taxa de realização trabalho que o motor é capaz de realizar e pode ser medida acoplado o seu eixo a um dinamômetro, que mede o seu torque (T_e) desenvolvido. A potência então pode ser calculada pelo produto do torque com a rotação do motor (N_M), como mostrado na Equação 2 (HEYWOOD, 2018).

$$P_e = 2 \pi N_M T_e \quad (2)$$

Outro parâmetro com ampla utilização é a potência indicada. Ela é a taxa de realização de trabalho desenvolvida pelos gases do motor empurrando o pistão. Esse trabalho, chamado de trabalho indicado (W_i), pode ser determinado medindo a pressão do cilindro e o volume da câmara de combustão correspondente para cada instante e aplicando a Equação 3. Com o trabalho indicado é possível calcular a potência indicada pela Equação 4 (HEYWOOD, 2018).

$$W_i = \oint P_{cc} dV_{cc} \quad (3)$$

Em que:

P_{cc} : pressão dos gases dentro da câmara de combustão [Pa];

V_{cc} : volume instantâneo da câmara de combustão [m³].

$$P_i = \frac{W_i N_M}{n_R} \quad (4)$$

Em que:

n_R : número de voltas do eixo virabrequim para cada ciclo; dois no caso de motores de quatro tempos

As perdas mecânicas devido ao atrito das partes móveis e da movimentação dos acessórios do motor constituem na diferença entre a potência de eixo e a indicada. A energia perdida por essas perdas pode ser mensurada pela potência de fricção (P_f),

que pode ser calculada por meio da Equação 5 (HEYWOOD, 2018). Muitos parâmetros podem ser calculados a partir dessas três potências ou de seus respectivos trabalhos por ciclo, sendo que eles levam a designação “de eixo”, “indicada” ou “de fricção”, dependendo de qual parâmetro foi utilizada no seu cálculo.

$$P_f = P_i - P_e \quad (5)$$

Um fator útil na comparação e desenvolvimento de motores é a pressão média efetiva, que é definida como uma pressão que, se atuasse sobre o pistão durante um curso de expansão, resultaria no mesmo trabalho líquido produzido pelo motor em um ciclo. A pressão média efetiva (do inglês *mean effective pressure*, MEP) é um parâmetro permite a avaliação do desempenho de um motor independente de seu tamanho, pois a potência e o torque do motor são fortemente influenciados pelo seu volume deslocado, sendo difícil utilizá-los para comparar motores de dimensões diferentes. Essa comparação pode ser feita mais facilmente com a pressão média efetiva, pois esse parâmetro em condições de torque e potência máximos é de tal forma similar para uma mesma categoria de motores que pode ser utilizado para avaliar seu desempenho e o quão bem o volume deslocado do motor é aproveitado. A pressão média efetiva indicada (do inglês *indicated mean effective pressure*, IMEP) pode ser obtida por meio da Equação 6 (HEYWOOD, 2018).

$$IMEP = \frac{P_i n_R}{V_d N} \quad (6)$$

O coeficiente de variação (CoV) da pressão média efetiva indicada (IMEP), que é definido como a razão entre o desvio padrão e a média aritmética do IMEP, é utilizado frequente para representar a estabilidade da combustão. O consumo de combustível em motores de combustão interna é avaliado no geral por meio do consumo específico de combustível (do inglês *SFC*, *specific fuel consumption*), pois ele é um parâmetro normalizado (que não depende das dimensões do motor) e mede o quão eficientemente o motor está utilizando o combustível numa determinada condição de operação. O consumo específico de combustível indicado pode ser obtido através da Equação 7 (HEYWOOD, 2018).

$$ISFC = \frac{\dot{m}_c}{P_i} \quad (7)$$

Em que:

\dot{m}_c : vazão mássica de combustível consumida pelo motor;

Um parâmetro de desempenho similar é a eficiência de conversão de combustível, que mede o quanto da energia disponível pelo combustível está sendo convertida em trabalho. A eficiência de conversão de combustível é um parâmetro com maior valor para comparações de motores que o consumo específico de combustível pois é adimensional. A eficiência de conversão de combustível indicada pode ser obtida por meio da Equação 8 (HEYWOOD, 2018).

$$\eta_{cci} = \frac{P_i}{\dot{m}_c PCI} \quad (8)$$

Em que:

PCI: poder calorífico inferior do combustível, que é a energia liberada pela queima completa de uma determinada quantidade de combustível.

Outro parâmetro além da potência de fricção utilizado para mensurar as perdas por atrito e pelo movimento dos acessórios do motor é a eficiência mecânica (Equação 9) que estabelece quanto do trabalho realizado pelos gases dentro do cilindro efetivamente está disponível no eixo do motor (HEYWOOD, 2018).

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (9)$$

Como o motor monocilíndrico de pesquisa utilizado neste projeto não tem muitos dos acessórios presentes em motores de ignição por centelha comerciais e possui apenas um único cilindro, considera-se que a sua eficiência de conversão de combustível de eixo não é um parâmetro de desempenho adequado, sendo adotado a eficiência de combustão de combustível indicada como principal parâmetro de desempenho a ser avaliado. Além disso, o presente estudo visa avaliar o impacto gerado pela utilização da pré-câmara no processo de combustão e geração de

potência do motor, sendo que a eficiência de conversão de combustível indicada avalia justamente essa etapa do processo de conversão de energia do motor.

Em um motor convencional de ignição por centelha, o início da combustão ocorre quando uma pequena parte da mistura ar/combustível reage ao entrar em contato com a centelha elétrica produzida pela vela de ignição, cuja temperatura varia entre 3000 e 6000°C. O arco elétrico é introduzido, geralmente, durante o tempo de compressão, alguns graus do virabrequim antes do pistão alcançar o PMS. A energia cedida pela centelha à mistura ocasiona a sua vaporização e autoignição. Esse processo, no entanto, inicia-se lentamente até que a elevação da temperatura acelere as reações de oxidação. Uma vez iniciada, a reação de combustão se propaga em função do aquecimento e ignição da mistura não queimada. O início do processo de combustão, por sua vez, é determinado quando é possível identificar um aumento acentuado da pressão na câmara de combustão. Decorre, portanto, um período entre a centelha e a detecção do início da combustão, chamado de atraso de ignição (GANESAN, 1995).

A combustão não é um processo instantâneo, ela ocorre durante um período finito. O avanço de ignição visa, então, aproveitar da melhor forma possível a energia liberada por essa reação. Se a ignição ocorrer demasiadamente cedo, ocorrerão pressões excessivas no cilindro durante o tempo de compressão e será reduzido o trabalho útil do ciclo. Do contrário, a ignição tardia causa a redução do pico de pressão do cilindro, reduzindo o torque máximo do motor. Existe então uma condição em que é aproveitado ao máximo a energia liberada pela combustão minimizando o trabalho de compressão. Essa condição é chamada de máximo torque de eixo (do inglês *maximum brake torque, MBT*) (STONE, 1999).

Pelo exposto, tanto a duração como o início da combustão são variáveis de interesse no desenvolvimento de motores. Ambas são determinadas por meio da liberação de calor no cilindro, que pode ser determinada pela primeira lei da termodinâmica, apresentada na equação 10 (HEYWOOD, 2018).

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (10)$$

Em que:

U : energia interna do fluido [J];

\dot{Q} : Taxa de transferência líquida de calor [W];

\dot{W} : Taxa de trabalho realizado pelo fluido [W].

A Equação 10 pode ser reescrita na forma da equação 11:

$$\dot{Q} = m_{cc}c_v \frac{dT_{cc}}{dt} + P_{cc} \frac{dV_{cc}}{dt} \quad (11)$$

Em que:

T_{cc} : temperatura dos gases dentro da câmara de combustão fluido [K];

m_{cc} : massa dos gases dentro da câmara de combustão [kg];

c_v : calor específico a volume constante [J/kg.K];

A equação do gás ideal aplicada para os gases dentro da câmara de combustão, apresentada na equação 12 (GANESAN, 1995), permite obter a derivada temporal da temperatura presente na equação 11.

$$P_{cc}V_{cc} = m_{cc}RT_{cc} \quad (12)$$

Em que:

R: constante de gás específica do fluido [kJ/kg.K]

Assumindo massa constante, a temperatura na equação 12 pode ser isolada seguido da derivação pelo tempo, resultando na equação 13.

$$\frac{dT_{cc}}{dt} = \frac{1}{m_{cc}R} \left(P_{cc} \frac{dV_{cc}}{dt} + V_{cc} \frac{dP_{cc}}{dt} \right) \quad (13)$$

Assim substituindo a equação 13 na equação 11 é possível obter a equação 14.

$$\frac{dQ}{dt} = \left(\frac{c_v}{R} + 1 \right) P_{cc} \frac{dV_{cc}}{dt} + \frac{c_v}{R} V_{cc} \frac{dP_{cc}}{dt} \quad (14)$$

Substituindo as Equações 15 e 16 (HEYWOOD, 2018) na Equação 14 e aplicando uma transformação de variáveis na qual as derivadas temporais são substituídas por derivadas angulares, é possível obter a equação 17 (HEYWOOD, 2018).

$$c_p = c_v + R \quad (15)$$

Em que:

c_p : calor específico a pressão constante [J/kg.K].

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (16)$$

Em que:

k: coeficiente politrópico [-]

$$\frac{dQ(\theta)}{d\theta} = \frac{k(\theta)}{k(\theta) - 1} P_{cc}(\theta) \frac{dV_{cc}(\theta)}{d(\theta)} + \frac{1}{k(\theta) - 1} V_{cc}(\theta) \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \quad (17)$$

Então, a integração da equação 17 fornece o calor liberado, $Q(\theta)$. É possível obter então a fração mássica queimada (MFB, do inglês *mass burned fraction*) para um determinado ângulo do virabrequim pela equação 18 (HEYWOOD, 2018).

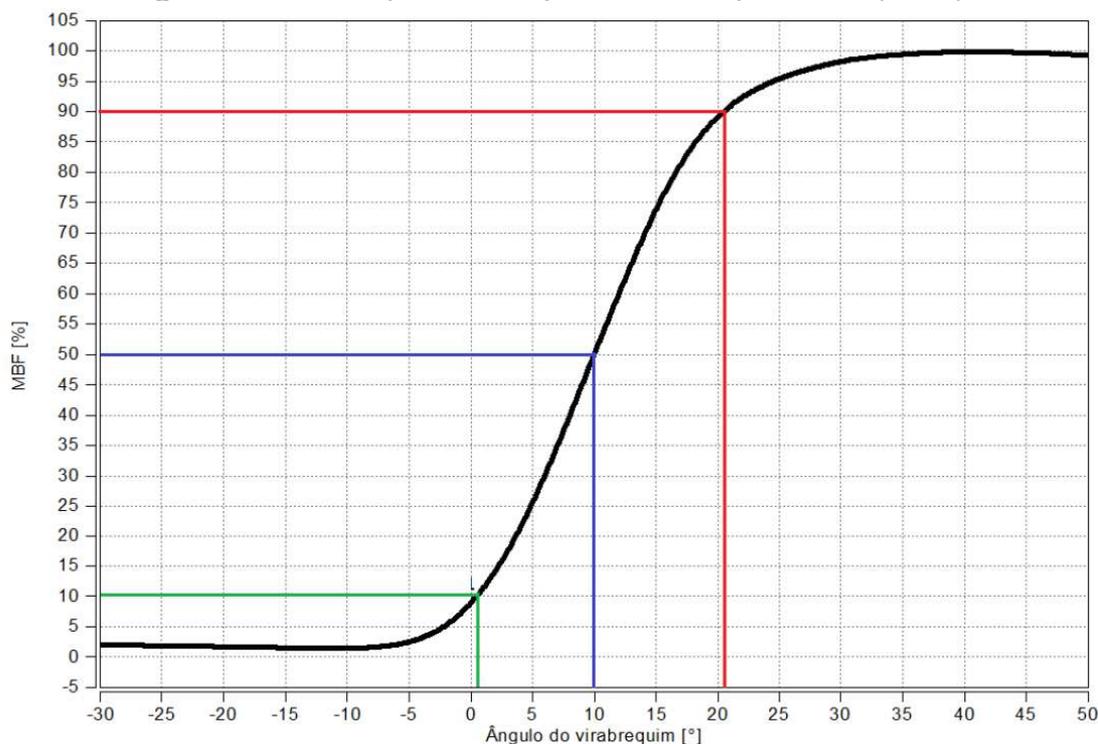
$$MFB(\theta) = \frac{Q(\theta)}{Q_t} \quad (18)$$

Em que:

Q_t : calor total liberado total [J].

A Figura 6 mostra a uma curva típica de fração mássica queimada em função do ângulo do virabrequim, representada pela linha preta. Nesta figura, com o auxílio da linha azul, é possível observar a ponto em que é alcançada uma fração mássica queimada de 50%. O MFB 50 corresponde ao referente ângulo do virabrequim. Essa é uma variável de grande importância pois a condição de MBT é obtida quando o MFB 50 está entre 5° e 8° após o PMS. O mesmo processo pode ser repetido com as linhas verde e vermelha para se obter o MFB 10 e o MFB 90, respectivamente. Com esses valores, é possível avaliar a duração de combustão através da diferença entre o MFB 90 e o MFB 10, chamado de MFB 10-90. Esses valores são utilizados pois o início e o fim da combustão são dependentes da turbulência e da perda de calor com as paredes, então essas etapas são mais lentas e difíceis de medir (HEYWOOD, 2018).

Figura 6 - Curva típica de fração mássica queimada (MFB)



Fonte: Rodrigues Filho (2014)

2.2 Sistemas de injeção de combustíveis e *sprays*

O controle do processo de formação da mistura ar-combustível permite uma melhora considerável do controle da combustão e, por consequência, uma redução das emissões de poluentes e do consumo de combustível (BAUMNGARTEN, 2006). Nesta seção são discutidos os principais sistemas de injeção de combustível, direta e indireta, suas diferenças, e a formação do *spray* gerado por injetores.

A razão entre a massa de ar e combustível presente na câmara durante a combustão tem grande influência no desempenho dos motores de combustão interna. Os dois parâmetros utilizados para caracterizar a mistura são o fator de equivalência ar-combustível (λ) e o fator de equivalência combustível-ar (ϕ). Ambos têm como referência a reação de combustão estequiométrica do combustível em questão. Uma combustão estequiométrica é uma reação que ocorre sem excesso de ar ou combustível. O fator equivalência ar-combustível é obtido pela divisão entre a razão das massas de ar e combustível real e a razão das massas de ar e combustível estequiométrica, e pode ser calculada pela Equação 19. O fator de equivalência combustível-ar é calculado de forma similar, mas utiliza as razões das massas de combustível e de ar (Equação 20). Uma é, portanto, o inverso da outra. Esses dois

parâmetros são utilizados para avaliar se a combustão ocorre com falta ou excesso de combustível independente do combustível utilizado (HEYWOOD, 2018).

$$\lambda = \frac{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{real}}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{estequométrica}} \quad (19)$$

Em que:

m_a : massa de ar [kg];

m_c : massa de combustível [kg].

$$\phi = \frac{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{real}}{\left(\frac{m_c}{m_a}\right)_{estequométrica}} \quad (20)$$

2.2.1 Injeção direta e indireta de combustível

Um sistema de injeção de combustível indireto é um sistema onde o combustível é adicionado ao ar atmosférico através de um injetor fora da câmara de combustão, sendo que isso é feito mais comumente nos pórticos de admissão do cabeçote, chamado nesse caso de *PFI* (do inglês, *port fuel injection*). Este sistema apresenta uma série de problemas relacionados a formação de filme fluido nas paredes do sistema de admissão que leva a variabilidade da composição da mistura ar-combustível que entra no cilindro em condições transiente principalmente durante a partida a frio e fase de aquecimento (BAUMNGARTEN, 2006).

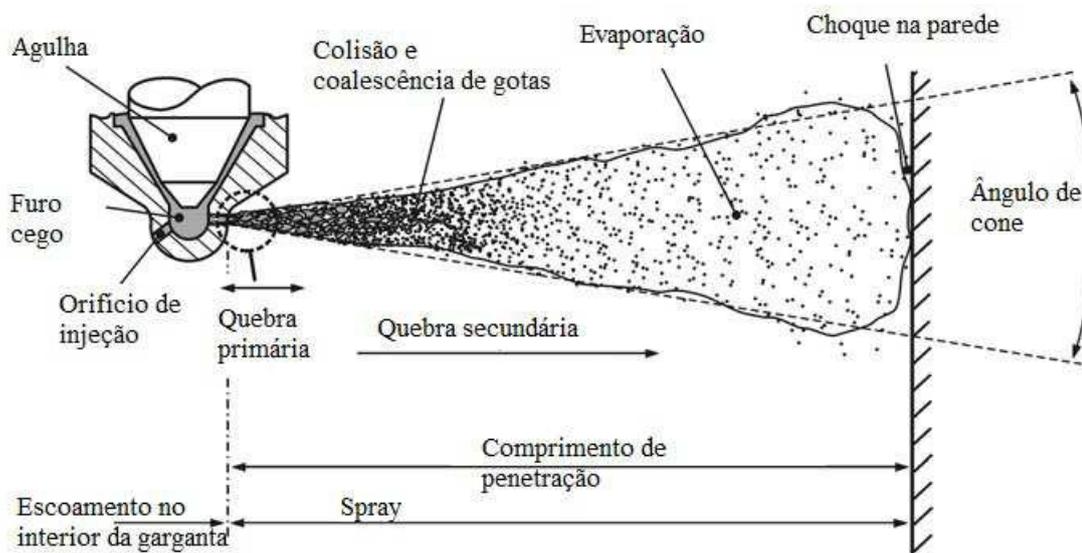
Um sistema de injeção direta (do inglês *Direct Injection, DI*) é um sistema no qual a injeção de combustível é feita dentro da câmara de combustão. Esses sistemas apresentam uma série de vantagens como um controle melhor da formação da mistura e a diminuição da temperatura da mistura ar-combustível admitida no motor o que permite a admissão de uma maior massa de ar e reduz a ocorrência de detonação. Esses fatores levam a reduções de consumo de combustível e de emissões substanciais (HEYWOOD, 2018). Entretanto, como o tempo para preparação da mistura em um sistema de injeção direta é consideravelmente reduzido em comparação com um sistema de injeção indireta o nível de atomização do combustível

deve ser preciso. Gotículas com uma vaporização inadequada podem aumentar as emissões de hidrocarbonetos. Outro fator a se levar em consideração é que o sistema de injeção direta exige uma pressão de injeção da ordem de 100 bar, enquanto um sistema de injeção indireta opera com pressões de injeção da ordem 5 bar (ZHAO, HARRINGTON e LAI, 2002). De uma forma geral apesar de suas vantagens o sistema de injeção direta é consideravelmente mais complexo e de maiores custos.

2.2.2 Sprays

O combustível injetado, seja em um sistema indireto ou direto, assume a forma de um *spray* aproximadamente cônico. As forças de resistência do ar então dissipam a energia cinética das gotículas, que tendem a formar uma névoa. A trajetória posterior do *spray* é governada principalmente pelo movimento do meio gasoso onde o líquido foi injetado (LEFEBVRE e MCDONELL, 2017). O objetivo do *spray* é promover a rápida atomização do combustível para acelerar a sua dissolução no ar.

Problemas relevantes para o mal funcionamento da injeção direta estão relacionados à formação de filme fluido na parede do cilindro e a não evaporação completa do combustível até o início da combustão (BAUMNGARTEN, 2006). No estudo e desenvolvimento de injetores é importante a medição dos parâmetros macroscópicos do seu *spray* para evitar o contato com as paredes do cilindro e dos parâmetros microscópicos do *spray* para avaliar o processo de atomização. Os principais parâmetros macroscópicos de um *spray* são o seu ângulo de cone e a sua penetração, enquanto seus principais parâmetros microscópicos são distribuição de diâmetros de gotas das partículas e os seus diâmetros médios. A Figura 7 ilustra um *spray* de combustível típico.

Figura 7 - Representação esquemática de um *spray*

Fonte: BAUMNGARTEN (2006)

O ângulo de cone é uma variável que define a abertura do jato atomizado do *spray* fluido, medido com relação ao limite exterior do cone, do orifício do injetor até um determinado ponto. Devido à natureza dinâmica das forças que atuam sobre o *spray*, o ângulo de cone varia com relação à distância do bico (BAUMNGARTEN, 2006). Os principais parâmetros que influenciam no ângulo do *spray* são as dimensões do injetor, as propriedades físicas do líquido injetado e a densidade do meio gasoso (ZHAO, HARRINGTON e LAI, 2002).

A penetração é definida como a profundidade máxima que o *spray* atinge em uma atmosfera inerte. Ela é governada pela energia cinética inicial do fluido e pela resistência aerodinâmica da atmosfera. Com o decorrer do deslocamento do *spray* a área superficial do fluido aumenta, então mesmo a energia cinética inicial sendo alta, ela é dissipada. Quando a maior parte da energia cinética é dissipada, o deslocamento posterior é determinado pela movimentação da atmosfera gasosa e pela gravidade (BAUMNGARTEN, 2006).

Os diâmetros médios são parâmetros representativos que estabelecem relações dos diâmetros das gotículas do *spray* com diferentes expoentes. Com isso, com a mesma expressão matemática (Equação 21) é possível avaliar diversas características do *spray* (LEFEBVRE e MCDONELL, 2017). A Tabela 2 apresenta os diâmetros médios e suas principais aplicações.

$$D_{ab} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^a}{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^b} \right]^{\frac{1}{(a-b)}} \quad (21)$$

Tabela 2 - Diâmetro médio das gotículas e suas aplicações

| a | b | ordem | Símbolo | Nome | Expressão | Aplicações |
|---|---|-------|----------|------------------------------|---|---------------------------------|
| 1 | 0 | 1 | D_{10} | Comprimento | $D_{10} = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i}{\sum_{i=1}^{\infty} N_i}$ | Comparações |
| 2 | 0 | 2 | D_{20} | Área Superficial | $D_{20} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^2}{\sum_{i=1}^{\infty} N_i} \right]^{\frac{1}{2}}$ | Controle de área superficial |
| 3 | 0 | 3 | D_{30} | Volume | $D_{30} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^3}{\sum_{i=1}^{\infty} N_i} \right]^{\frac{1}{3}}$ | Controle de volume |
| 2 | 1 | 3 | D_{21} | Área Superficial-comprimento | $D_{21} = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^2}{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i}$ | Absorção |
| 3 | 1 | 4 | D_{31} | Volume-comprimento | $D_{31} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^3}{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i} \right]^{\frac{1}{2}}$ | Evaporação, difusão |
| 3 | 2 | 5 | D_{32} | Sauter | $D_{32} = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^3}{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^2}$ | Transferência de massa, reações |
| 4 | 3 | 7 | D_{43} | De Brouckere ou Herdan | $D_{43} = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^4}{\sum_{i=1}^{\infty} N_i * D_i^3}$ | Combustão |

Fonte: Adaptado de LEFEBVRE e MCDONELL (2017)

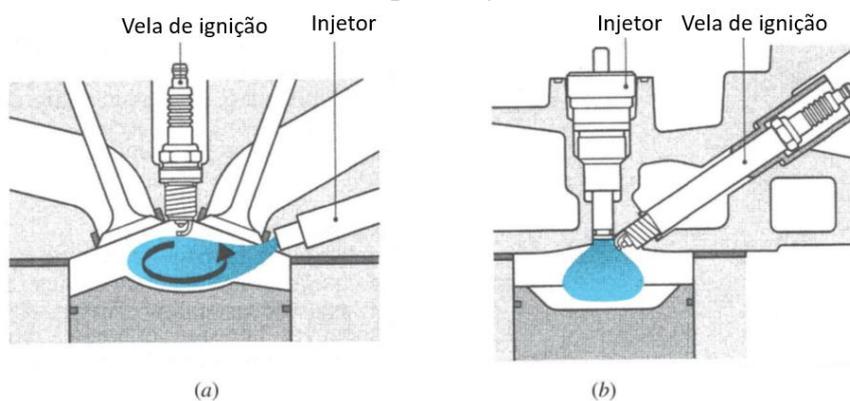
2.2.3 Estratégias de injeção de combustível

De modo geral as estratégias de injeção direta podem ser divididas entre homogêneas e heterogêneas. Nas homogêneas tem-se como objetivo que a mistura ar combustível dentro da câmara de combustão tenha aproximadamente as mesmas concentrações (mesmo fator lambda) em todas as suas regiões. O injetor é posicionado próximo as válvulas de admissão e o combustível é injetado no tempo de admissão. A entrada de ar ajuda na evaporação do combustível que por sua vez gera um efeito de arrefecimento na carga do cilindro, aumentando a eficiência volumétrica do motor devido a maior densidade da mistura e melhora a resistência do motor à detonação (MAHLE, 2010).

Nas estratégias heterogêneas utilizam-se algumas metodologias para obter misturas com maiores concentrações de combustível em regiões mais próximas a vela de ignição (mistura estratificada). Para isso os posicionamentos do injetor e da vela de ignição são cruciais. A principal diferença entre as estratégias de injeção

heterogêneas é onde a vela e o injetor são posicionados: distantes um do outro, podendo ser *wall-guided* ou *air-guided*, e quando eles são posicionados próximos um do outro, estratégia chamada de *spray-guided* (Figura 8). No sistema *wall-guided* uma parede especialmente projetada no pistão leva a mistura ar combustível rica até a vela de ignição, mas gera aumento na emissão de hidrocarbonetos pela condensação de combustível no pistão. No sistema *air-guided* a geometria do pòrtico de admissão e do pistão são especialmente projetadas para gerar um escoamento de ar dentro da câmara de combustão que direcione a mistura ar-combustível rica para próximo da vela de ignição. No sistema *spray-guided* a proximidade do injetor e da vela de ignição aliada a um controle da injeção e da formação do *spray* permite a formação de uma região localmente mais rica em combustível próxima aos eletrodos da vela de ignição (HEYWOOD, 2018).

Figura 8 - Principais estratégias de injeção direta com estratificação de mistura: a) injetor e vela distantes (*wall guided* e *air guided*); b) injetor e vela próximos (*spray guided*)



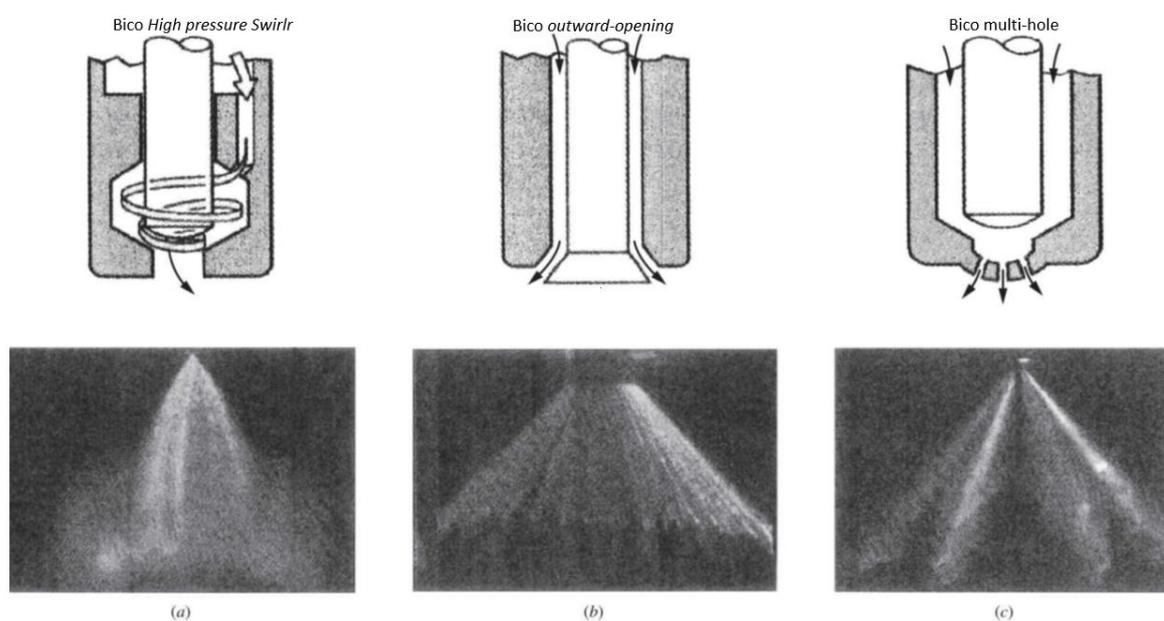
Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

2.2.4 Principais tipos de injetores diretos de combustível

Os três tipos de injetores mais utilizados são *high-pressure swirl*, *outward-opening* e *multi-hole* (Figura 9). Os injetores *high-pressure swirl* possuem orifícios tangenciais internos que induzem um momento de rotação no combustível ao entrar numa câmara denominada câmara de *swirl*. A pressão do combustível é convertida em *momentum* de rotação para promover a atomização do combustível. Os injetores *outward-opening* utilizam um atuador piezoelétrico para controlar a passagem de combustível e geram um *spray* cônico oco com uma alta razão de área de *spray* e volume de fluido injetado, o que melhora a taxa de atomização do combustível. Os

injetores *multi-hole* possuem múltiplos orifícios e produzem um *spray* razoavelmente independente da contrapressão de injeção e com uma estrutura semelhante à dos injetores de diesel utilizado em motores de ignição por compressão. Tanto os injetores *high-pressure swirl* quanto *outward-opening* são inadequados para estratégia de injeção *spray-guided*, pois ela exige uma estrutura de *spray* estável e independente da pressão dentro do cilindro e os injetores desses tipos são suscetíveis a essa pressão. (HEYWOOD, 2018).

Figura 9 – Representação da extremidade do injetor e imagens típicas dos sprays dos principais tipos de injetores: (a) *high-pressure swirl*, (b) *outward-opening* e (c) *multi-hole*



Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

2.3 Sistemas de Ignição

A forma como é iniciada a ignição é um modo muito comum de se classificar motores de combustão interna, sendo que os mais comuns são os motores de ignição por centelha (do inglês *Spark Ignition, SI*) e os motores de ignição por compressão (do inglês *Compression Ignition, CI*). Diversas tecnologias vêm sendo desenvolvidas com o intuito de melhorar o desempenho em motores de combustão por meio de tecnologias avançadas de combustão, como o sistema de ignição com pré-câmara.

2.3.1 Sistemas de ignição por centelha e por compressão

Em um sistema de ignição por compressão (CI, do inglês *compression ignition*), o combustível é injetado na câmara de combustão quando o pistão está próximo ao ponto morto superior, pouco antes do momento desejado da combustão. Conforme o processo de atomização do combustível avança, se forma a mistura ar-combustível que entra em combustão espontaneamente em decorrência das elevadas pressões e temperaturas na câmara de combustão devido ao alto valor de razão volumétrica de compressão em motores desse tipo. O restante da mistura ar-combustível continua se formando com o progresso do processo de atomização até que a maioria do combustível tenha sido consumido. Dessa forma, a queima é controlada primariamente pelo processo de atomização do combustível e formação da mistura ar-combustível, num processo denominado chamas não pré-misturadas ou chamas difusivas (HEYWOOD, 2018).

Em um motor com ignição por centelha (SI, do inglês *spark ignition*), uma vela presente na câmara de combustão induz em determinado momento um arco elétrico na mistura ar-combustível iniciando a combustão que se espalha pelo resto da câmara de combustão consumindo a maior parte do combustível. Esses motores apresentam no geral menores valores de eficiência térmica do que os motores de ignição por compressão, em razão desses últimos apresentarem maiores valores de razão volumétrica de compressão. O principal limitador da razão volumétrica de compressão dos motores a ignição por centelha são as combustões anormais. Elas podem acarretar a perda do motor e limitam os valores de avanço de ignição e razão volumétrica de compressão gerando perdas de potência e de eficiência (ZHAO, HARRINGTON e LAI, 2002).

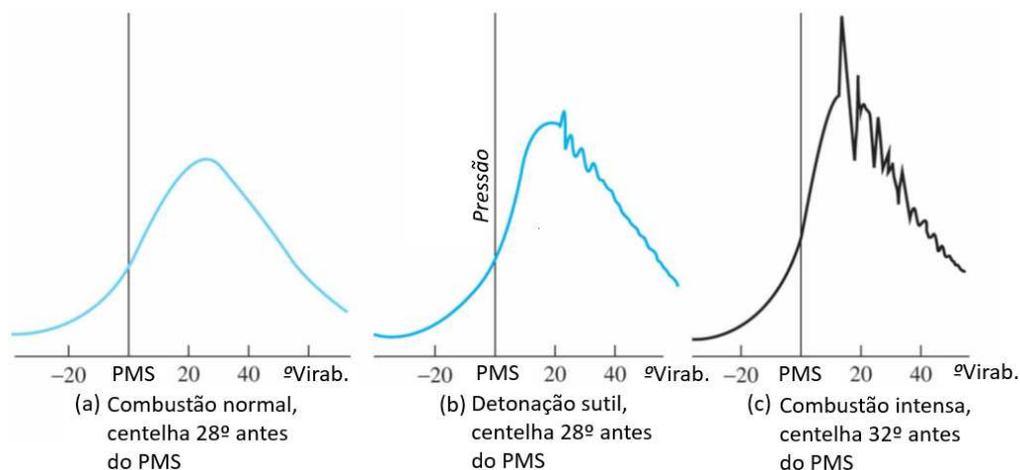
2.3.2 Combustão anormal

Nos motores, a formação da mistura ar-combustível ocorre antes do início do processo de combustão, que é determinado em condições normais pelo arco elétrico produzido pela vela de ignição. Como estão presentes tanto o oxigênio quanto o combustível necessário para que ocorra a ignição, é possível que a ignição da mistura ar-combustível decorra de outra fonte que não seja a centelha da vela de ignição, fruto de circunstâncias indesejadas. Este fenômeno, chamado de autoignição, dá origem a

um processo de combustão anormal. Se a temperatura da mistura ar combustível se elevar acima da temperatura de autoignição, a ignição acontece sem a necessidade da centelha elétrica. Como relatado, a temperatura mínima para que esse fenômeno ocorra é chamada de temperatura de autoignição e é uma propriedade que depende do combustível e do fator λ . Outra situação possível é quando alguma das paredes da câmara de combustão se eleva a uma temperatura tal que a ignição se inicie próximo a ela, fenômeno esse que se dá o nome de ignição de superfície. A ignição de superfície pode ocorrer por razões desde a concentração excessiva de calor ou até por falha no sistema de arrefecimento do motor. Se alguma combustão anormal ocorrer antes da centelha o processo é chamado de pré-ignição e pode ocasionar a perda de controle sobre o processo de combustão (HEYWOOD, 2018).

Um fenômeno relevante no âmbito da combustão anormal é a detonação, que pode ocorrer durante o processo de combustão. Durante a propagação da frente de chama, a pressão nas regiões ainda com mistura não queimada aumenta, e conseqüentemente a temperatura também. Se a temperatura da mistura não queimada exceder a temperatura de autoignição, uma nova frente de chama é formada. O choque dessa nova frente de chama com a gerada pela vela de ignição provoca ondas de choque supersônicas capazes de danificar o motor. Essas ondas de choque podem ser detectadas como oscilações acentuadas de pressão, que podem ser observadas na Figura 10. A esse fenômeno se dá o nome de detonação (do inglês, *knocking*). Alguns fatores relevantes para ocorrência de *knocking* são: o combustível, o avanço de ignição e a razão volumétrica de compressão do motor. A ocorrência da detonação é o principal limitante com relação ao aumento da razão volumétrica de compressão, um parâmetro com significativa relevância sobre a eficiência de conversão de combustível. Portanto a utilização de técnicas que mitiguem a ocorrência da detonação torna-se importante no desenvolvimento de MCI pois contribuem de forma direta com a redução do consumo de combustível. Dentre elas deve-se destacar o emprego do etanol, que por possuir elevado número de octanas e calor latente de vaporização, torna a operação do MCI menos suscetível a este fenômeno indesejado, além de ser um combustível renovável com baixas emissões globais de carbono (HEYWOOD, 2018).

Figura 10 - Curva de pressão de um motor com (a) combustão normal, (b) combustão com detonação suave e (c) combustão com detonação severa



Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

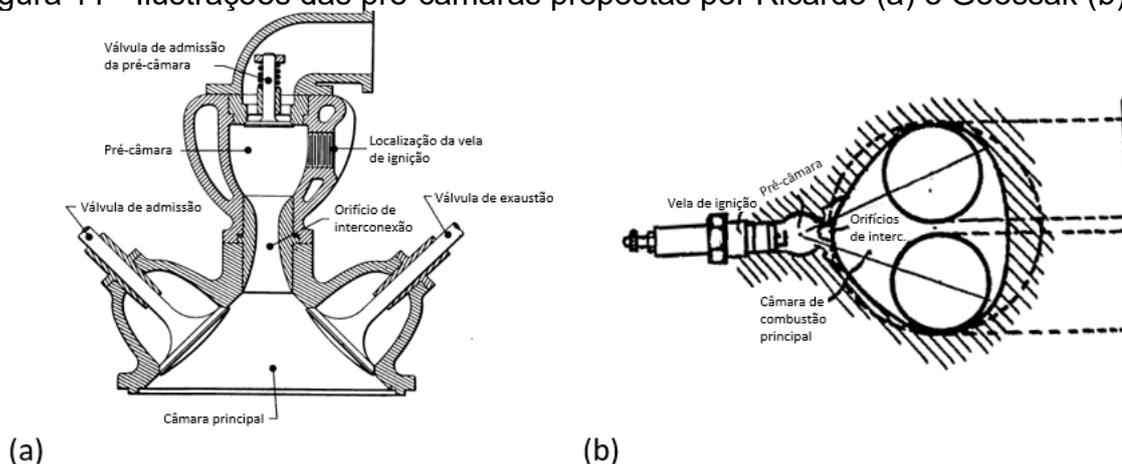
2.3.3 Sistemas de ignição com pré-câmara

O sistema de ignição com pré-câmara foi patenteado inicialmente por Harry R. Ricardo (1918) e posteriormente apresentado em uma publicação (RICARDO, 1922). O sistema de ignição com pré-câmara utiliza um volume separado da câmara de combustão, conectado a ela por um ou mais orifícios, onde uma pequena porção da mistura ar-combustível entra em combustão pela centelha elétrica de uma vela de ignição. A pressão dentro dessa pré-câmara aumenta e expelle os gases para a câmara principal. Estes são dotados de elevada energia térmica e cinética e, além disso, por se espalharem na câmara de combustão principal, representam diversos pontos de ignição. As elevadas energias térmica e de turbulência reduzem o atraso de ignição e aumentam a taxa de combustão, reduzindo assim de forma significativa o tempo de combustão. Este sistema também promove uma redução da temperatura máxima dos gases no interior do cilindro, que contribui para redução das emissões de NO_x . É importante ressaltar que a redução do tempo de combustão contribui para aproximar o ciclo real do ciclo teórico Otto (RODRIGUES FILHO, 2014), aumentando por isso a extração de trabalho e a eficiência de conversão de combustível. Destaca-se ainda que o aumento da turbulência contribui para uma combustão mais completa e conseqüentemente uma redução da emissão de poluentes.

Lev Ivanovich Goossak patenteou na década de 60 (GOOSSAK, 1963) outro sistema de ignição dotado de pré-câmara em que a combustão é extinta na passagem da pré-câmara para a câmara principal e os radicais ativos, produtos parciais da

combustão, iniciam a combustão na câmara principal em múltiplos pontos, recebendo posteriormente o nome de ignição por jatos turbulentos (do inglês *Turbulent Jet Ignition, TJI*). Se não ocorrer a extinção da combustão na passagem entre as câmaras, o sistema é chamado de ignição por lança-chamas (do inglês *Torch Ignition, TI*). Uma pré-câmara é chamada ativa se houver algum tipo de alimentação de combustível diretamente para seu interior e passiva se não houver. As pré-câmaras ativas tem a vantagem de permitirem um maior empobrecimento da mistura da câmara principal, mas tem a desvantagem de serem consideravelmente mais caras e exigirem maiores adaptações no cabeçote do motor. As pré-câmaras propostas por Ricardo e Goossak são apresentadas na Figura 11.

Figura 11 - Ilustrações das pré-câmaras propostas por Ricardo (a) e Goossak (b)



Fonte: Adaptado de a) Turkish (1975) e b) Goossak (1963).

Diversos estudos no âmbito de desenvolvimento de pré-câmaras foram desenvolvidos no Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da Universidade federal de Minas Gerais. Sá (2001) realizou um estudo comparativo entre um sistema de ignição convencional e um sistema de ignição por lança chamas passivo em um motor Briggs&Stratton de um cilindro operando em um banco dinamométrico. As pré-câmaras testadas apresentaram sobreaquecimento, conforme mostrado na figura 9. Esse sobreaquecimento foi atribuído pelo autor a falta de um sistema de arrefecimento que circundasse o local de instalação da pré-câmara. O autor sugere a instalação de um sistema de arrefecimento robusto e a instalação de um sistema de alimentação independente para a pré-câmara, que passaria a ser ativa.

Figura 12 - Pré-câmara testada e desenvolvida por Sá em estado incandescente devido a sobreaquecimento



Fonte: Sá (2001)

Gomes (2004) analisou um sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea em um motor originalmente de quatro cilindros modificado para operar com apenas um cilindro, com três geometrias avaliadas. A faixa de rotações do motor avaliadas foi de 1500 rpm até 6000 rpm, sendo que de entre 1500 e 3500 rpm foram testadas o passo entre cada ensaio foi de 250 rpm, já entre 3500 e 6000 rpm esse passo foi de 500 rpm. Em todas as condições o motor operou em plena carga e o combustível utilizado foi gasolina. Foram observadas reduções dos índices de CO para o motor operando com o sistema de ignição com lança chamas, em comparação com o motor operando com sistema de ignição por centelha, para todas as condições de rotação, indicando uma melhoria na combustão devido a uma maior geração de turbulência. Na condição de 5000 rpm, o sistema de ignição com pré-câmara apresentou uma redução de 52% em relação ao SI. Não foi observado, no entanto, nenhuma alteração significativa do consumo específico de combustível para todas as três pré-câmaras testadas.

Baptista (2007) realizou um estudo para desenvolver um sistema de ignição por lança-chamas em um motor flexível de ciclo Otto de quatro cilindros e de 1,8 litros e razão de compressão de 10,5 com o objetivo de reduzir o consumo de combustível. Os ensaios foram realizados com o motor operando com gasolina E22. Foram utilizadas aberturas de 10% e 20% da válvula borboleta com o objetivo de avaliar o desempenho do sistema em cargas parciais e a rotação do motor variou de 1600 a 6000 rpm com passos de 400 rpm. A pré-câmara utilizada possui um único furo de 5 mm. O sistema de ignição com pré-câmara apresentou um maior consumo específico de combustível para ambas as condições de abertura de válvula borboleta. Operando

com uma rotação de 4400 rpm, este sistema apresentou um consumo de 950 kWh com 10% de abertura e 363 g/kWh com 20% de abertura. Nessa mesma condição de rotação, o motor operando com o sistema de ignição convencional apresentou um consumo de 335 g/kWh com 10% de abertura e 280 g/kWh com 20% de abertura. Isso foi atribuído a redução da razão de compressão do motor gerada pela instalação da pré-câmara, o que tende a reduzir a eficiência térmica do motor quando operando com esse sistema. Além disso, outro fator que contribuiu para aumentar o consumo do motor operando com o sistema de ignição com lança-chamas foi o excesso de retenção de gases residuais na pré-câmara.

Moreira (2009) propôs uma metodologia de projeto para construção de um sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada para motores SI com o objetivo de reduzir o consumo de combustível e a emissão de poluentes. Em primeiro lugar foi realizada uma revisão da literatura acerca da influência dos principais parâmetros de projeto da pré-câmara sobre o desempenho do motor. Foi proposta então uma metodologia de cálculo dos principais parâmetros geométricos da pré-câmara, sendo que foi feita uma investigação particular do diâmetro crítico que resulta no apagamento do jato de produtos parciais de combustão ao passar pelo orifício de passagem da pré-câmara.

Rodrigues Filho (2014) realizou um estudo para o desenvolvimento de um sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada (pré-câmara ativa) em um motor Ford Sigma de 1,6 litros, quatro cilindros, 16 válvulas e uma razão volumétrica de compressão de 11:1 tanto para o motor operando com um sistema de ignição convencional quanto com o sistema de ignição com pré-câmara. O combustível utilizado nos ensaios foi gasolina E25 com um fator lambda variando de 1,0 até 1,3 com passo de 0,1. Foram testadas três condições de rotação, 1500, 2500 e 3500 rpm e três condições de pressão média efetiva 3,49, 4,65 e 5,82 bar com nove pontos de operação no total. A pré-câmara testada possuía um furo central de 6 mm e 3,5% do volume da câmara de combustão do motor convencional. O sistema de ignição com pré-câmara obteve uma redução média do consumo específico de combustível de 6,55 % e um aumento médio da eficiência térmica de 7,1% na condição de lambda 1,3 em comparação com o motor operando com o sistema de ignição convencional. Observou-se reduções médias de 8,21% das emissões de CO₂, 71,58% das emissões de CO e 49,51% das emissões de NO_x. Observou uma redução considerável da duração de combustão por valores menores de MFB 50-90, o que

indica uma maior resistência do motor a detonação. Dessa forma é possível aprimorar ainda mais a eficiência de conversão de combustível pelo aumento da razão de compressão em um motor com sistema de ignição com pré-câmara.

Moreira (2014) realizou um estudo para desenvolvimento e análise de um sistema de ignição por lança chamas em um motor Fiat High Torque de 1,6 litros, 16 válvulas, 9,5:1 de razão volumétrica de compressão, operando com gasolina E25 em condições de fator lambda de 1,0, 1,1, 1,2 e 1,3. Os ensaios foram utilizados num dinamômetro de bancada passivo da fabricante Horiba. Os ensaios foram realizados nas condições de rotação de 2500 rpm, 3500 rpm e 4500 rpm e nas condições de torque efetivos de 74 N.m, 44,4 N.m e 29,6 N.m, totalizando nove pontos de operação. Foi observado um aumento de 10% na eficiência de térmica, redução de até 91% nas emissões de CO e reduções de até 76% nas emissões de NO_x com o motor operando com fator lambda 1,2 em comparação com o motor SI, considerando a faixa aceitável para a estabilidade da combustão sendo de COV-IMEP menores que 6%.

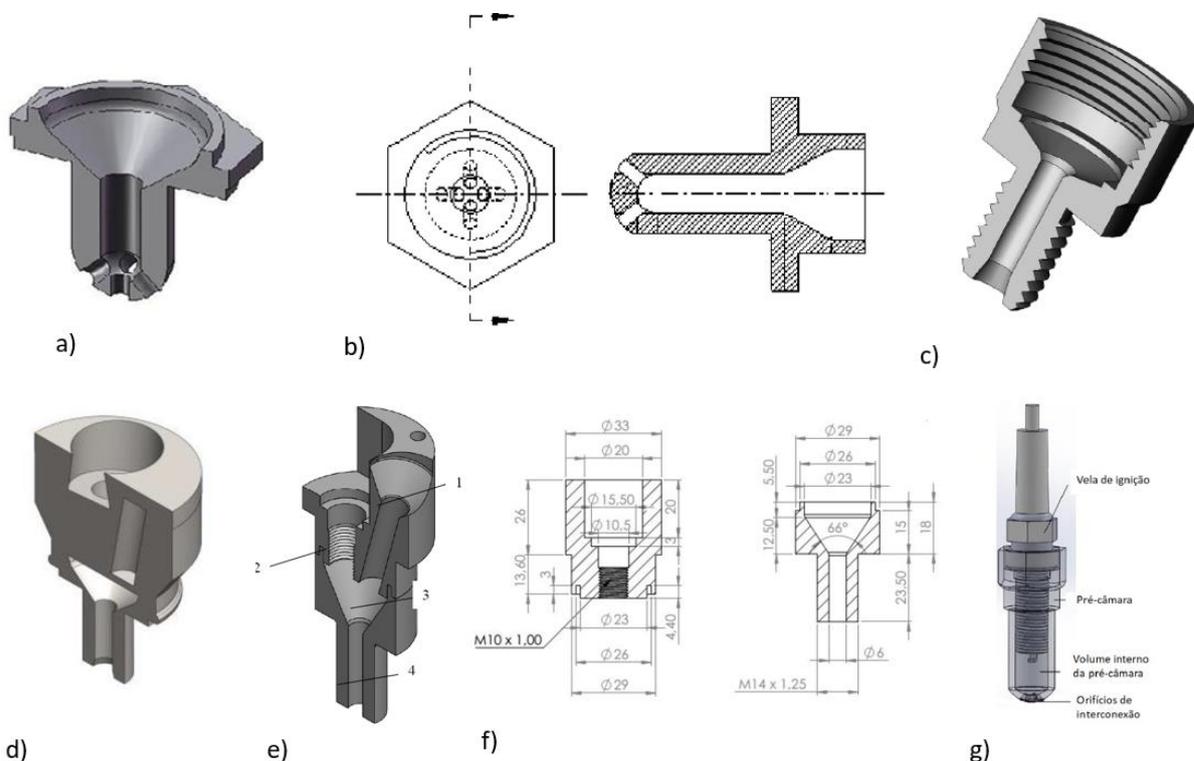
Couto (2017) realizou um estudo para desenvolvimento e análise de um sistema de ignição por lança chamas em um motor o Ford Sigma flexível de 1,6 litros, quatro cilindros, 16 válvulas, razão volumétrica de compressão de 11:1 e dotado de injeção indireta de combustível. O combustível utilizado foi gasolina E25 e as condições de fator lambda avaliadas foram 1,0 e 1,1. As condições de rotação do motor testadas foram 2000 rpm, 2500 rpm, 3000 rpm e 3500 rpm e as condições de BMEP (pressão média efetiva de eixo, do inglês *brake mean effective pressure*) testadas foram 3 bar, 5 bar e 8 bar. A pré-câmara utilizada possuía um volume de 7% do volume da câmara de combustão e um orifício de interconexão de 7mm de diâmetro. A partir dos dados levando em ensaios em dinamômetro de bancada foram determinadas e analisadas diversas variáveis de funcionamento do motor, como consumo específico de combustível, eficiência de conversão de combustível, eficiência térmica, taxa de liberação de calor aparente, dentre outros. O motor operando com pré-câmara apresentou reduções do consumo específico de combustível em todas as faixas de operação em condições estequiométricas, em comparação com o motor original. Já operando com fator lambda de 1,1 observou-se uma redução de 14% do consumo específico de combustível na condição de 3000 rpm e 3 bar de BMEP em comparação com o motor original operando com lambda 1,0. Na condição de 8 bar de IMEP e e rotação de 3000 rpm observou-se uma redução tanto da primeira metade quanto da segunda metade da combustão do motor

operando com pré-câmara (MFB 10-50: 7,6° e MFB 50-90: 9,8°) em comparação com o motor original (MFB 10-50: 8,8° e MFB 50-90: 10,6°), o que foi atribuído a uma melhor limpeza da pré-câmara na condição de maior pressão no coletor de admissão.

Roso (2019) realizou um estudo experimental em um motor Ford Sigma de quatro cilindros, 1,6 litros, 16 válvulas e 11:1 de razão volumétrica de compressão onde foi instalado um sistema de ignição com pré-câmara tanto ativa quanto passiva com 2,4% do volume da câmara principal e cinco orifícios de interconexão: um furo centralizado de 2mm e quatro furos laterais de 1mm de diâmetro. Para a configuração da pré-câmara ativa, foi injetado etanol câmara principal e hidrogênio na pré-câmara, com um fator lambda global de 1,4. Já na configuração passiva foi realizada apenas injeção de etanol na câmara principal com o fator lambda de 1,0 e 1,2. Os testes foram realizados em um dinamômetro de bancada passivo. Foram analisados ao todo 43 pontos operacionais, sendo que a faixa de rotação foi de 750 rpm a 3000 rpm e a de IMEP foi de 0,5 bar até 10,5 bar. Esses testes foram feitos para caracterizar o funcionamento do motor quando instalado em um veículo Ford Fiesta. Os mapas de operação obtidos experimentalmente foram utilizados para simular a operação desse veículo em ciclos em ciclos padrão de rodagem HWFET (do inglês: *Highway Fuel Economy Test*) e FTP-75 (do inglês: *Federal Test Procedure*) através do programa GT-SUITE, que simula a operação do motor através da interpolação dos dados obtidos experimentalmente. Os resultados apontam reduções do consumo específico de combustível de até 7% enquanto as emissões médias de CO₂ e NO_x foram reduzidas em 85% e 65%, respectivamente, quando comparado à operação com o sistema de ignição SI convencional.

A figura 9 apresenta as pré-câmaras utilizadas nos estudos desenvolvidos por Sá (2001), Gomes (2004), Baptista (2007), Rodrigues Filho (2014), Moreira (2014), Couto (2017) e Roso (2019). A figura 9a ainda mostra o sobreaquecimento da pré-câmara relatado por Sá (2001).

Figura 13 – Representações das pré-câmaras desenvolvidas no CTM-UFMG por a) Sá (2001), b) Gomes (2004), c) Baptista (2007), d) Rodrigues Filho (2014), e) Moreira (2014), f) Couto (2017) e g) Roso (2019)



Fonte: Adaptado de Sá (2001), Gomes (2004), Baptista (2007), Rodrigues Filho (2014), Moreira (2014), Couto (2017) e Roso (2019)

2.4 Estado da arte

Nesta seção são apresentados, revisados e analisados diversos artigos relevantes para o assunto deste trabalho, de forma a promover uma visão das pesquisas recentes acerca do sistema de ignição com pré-câmara. Dois parâmetros relacionados ao tema são o volume da pré-câmara e a área total da seção de corte dos orifícios de interconexão. Diversos autores apresentam o volume da pré-câmara em termos de porcentagem do volume morto do motor (volume mínimo da câmara de combustão). Isso é feito para que pré-câmaras instaladas em motores de volumes mortos diferentes possam ser comparadas. Além disso é comum que a área total de passagem seja comparada em termos da sua razão com o volume da pré-câmara, sendo essa razão expressa em unidades do sistema internacional m^{-1} . Essa razão é usada para comparações pois a área e o volume de uma pré-câmara são intrinsicamente ligados com a diferença de pressão entre as câmaras e a ejeção dos jatos.

Attard e Blaxillet (2012) realizaram ensaios em um motor para avaliar um sistema de ignição com pré-câmara ativa operando com injeção de gasolina gasosa (aquecida) e de propano na pré-câmara. O motor utilizado foi um monocilíndrico de 0,6 litros de volume deslocado, duplo comando de válvula, injeção direta de gasolina na câmara principal e injeção de propano ou de gasolina gasosa na pré-câmara. O fator lambda da câmara principal foi variado de 0,6 até 2,2 e um elemento de aquecimento acoplado ao injetor foi utilizado para vaporizar a gasolina elevando a sua temperatura acima da temperatura de saturação. Os resultados mostraram o potencial da utilização de uma pré-câmara ativa sem a necessidade de um segundo combustível, obtendo uma eficiência térmica de 42,8% operando com a injeção de gasolina gasosa na pré-câmara (a 2000 rpm, 6 bar de IMEP e lambda de 1,75), que foi superior ao mesmo resultado em comparação ao motor operando com a injeção de propano na pré-câmara (42%), sendo que foi obtido uma melhoria de 11% da eficiência de conversão de combustível em comparação ao motor original. Foram obtidos também resultados de emissão de óxidos nitrosos com valores menores que 10 ppm para ambas as condições de operação com pré-câmara devido a sua capacidade de ampliar o limite de operação do motor em condições de mistura pobre (lambda maior que 2) sem que haja instabilidade de combustão (CoV-IMEP menor que 5%). Além disso foi possível a operação do motor em condições de alta rotação, indo até 5500 rpm com uma carga máxima de 13,2 bar a 4000 rpm, sem a necessidade de técnicas de mitigação de *knocking* e com um CoV-IMEP máximo de 0,9% em toda a faixa de operação.

Um estudo foi conduzido por Benajes *et al.* (2020) para entender os aspectos limitantes da combustão em um sistema de ignição com pré-câmara passiva operando em condições de mistura pobre. Foram realizados ensaios em um motor monocilíndrico com 13,4:1 de razão volumétrica de compressão e injeção passiva de gasolina e foram utilizadas ferramentas numéricas 0D, 1D e CFD 3D. Os ensaios e as análises foram realizados em lambda estequiométrico e foram utilizadas metodologias para avaliar a combustão em misturas pobres com lambda 2. As pré-câmaras analisadas se diferenciam em relação ao número de orifícios, diâmetro dos orifícios, e volume interno, sendo que a razão entre a área de passagem e o volume das pré-câmaras foi um parâmetro importante na análise variando de 1,2 até 4,4 m⁻¹. Os resultados mostraram que a lavagem na pré-câmara depende da força exercida pelo pistão sobre os gases na câmara de combustão no tempo de compressão e pouco

depende da geometria da pré-câmara. A influência da geometria da pré-câmara na fração de gases residuais observada foi de no máximo 1.5% na faixa de valores de razão área volume testados. Não foi possível realizar uma combustão com lambda perto de 2 devido a diminuição da velocidade laminar de chama na pré-câmara, mas o aquecimento dos gases pode ajudar a melhorar a combustão em condições em que a detonação não é um limitante para permitir um maior empobrecimento da mistura na pré-câmara. A contribuição das perdas térmicas nas paredes da pré-câmara em relação ao seu balanço energético foi estimada e se mostrou negligenciável (<5%).

Benajes *et al.* (2021) realizaram um estudo experimental para avaliar o potencial da utilização de hidrogênio em motores de ignição com pré-câmara passiva que permite a operação do motor com misturas pobres. Foram realizados ensaios em um motor monocilíndrico operando em modo de ignição tanto tradicional quanto com pré-câmara para demonstrar as principais vantagens e limitações dos motores de ignição com pré-câmara passiva. O motor utilizado tinha uma razão volumétrica de compressão de 13,4:1, utilizava gasolina como combustível e os ensaios foram realizados em uma condição de operação de 4500 rpm e 12,8 bar de IMEP. A pré-câmara utilizada possuía seis orifícios e uma relação área/volume de $3,9 \text{ m}^{-1}$. Comparando os modos de operação a pré-câmara apresentou uma eficiência de conversão de combustível (43,4%) 3% maior que a do SI (40,3%). O limite de empobrecimento encontrado para a pré-câmara passiva foi um fator lambda de 1,6 que apesar de 20% maior que o motor SI convencional não é o bastante para reduzir as emissões de poluente sem a utilização de um catalisador de gases de escapamento apropriado. Um estudo numérico CFD 3D utilizando o *software* CONVERGE foi feito para avaliar a possibilidade de ampliar o limite de empobrecimento da mistura utilizando hidrogênio. Os resultados mostraram que a adição de hidrogênio melhora as propriedades termoquímicas da mistura, ampliando o limite de empobrecimento até 1,9 e alcançando valores de emissões de nitrogênio 58% menores do que os padrões exigidos.

Biswas e Qiao (2018) realizaram um estudo para avaliar o impacto da localização da centelha e da razão ar-combustível no padrão de ignição de um sistema de ignição com pré-câmara utilizando hidrogênio como combustível. A pré-câmara possuía 100 cm^3 de volume, equivalente a 1% do volume da câmara principal, e três orifícios de interconexão de 2,54 mm cada com duas inclinações, uma vertical e outra inclinada. Foi observado que uma pré-câmara com múltiplos orifícios não estendeu o

limite de empobrecimento em relação a uma pré-câmara com um único orifício. A razão entre a distância da centelha de ignição para os orifícios de interconexão e o diâmetro da pré-câmara foi identificada como um importante fator na combustão na pré-câmara e por consequência na câmara principal. A pré-câmara com orifícios inclinados e com a centelha o mais distante possível dos orifícios obteve os melhores resultados em termos de velocidade de combustão.

Bureshaid *et al.* (2019a) investigaram a influência do combustível em um motor operando com sistema TJI, utilizando gasolina, álcool anidro e álcool hidratado focando também na capacidade da pré-câmara de expandir o limite de operação do motor em misturas pobres. O motor utilizado possuía 0,631 litros de volume deslocado, 8,4:1 de razão volumétrica de compressão e os ensaios foram realizados a 1200 rpm. Foi utilizada uma pré-câmara ativa de seis orifícios. Os resultados mostram que o limite de lambda foi expandido para 1,71 operando com gasolina, 1,77 com álcool hidratado e para 1,9 com álcool anidro, sendo que na condição de maior lambda para o álcool anidro as emissões de NO_x assumiram valores negligenciáveis, próximos de 1 ppm, devido a menores temperaturas de combustão.

Bureshaid *et al.* (2019b) fizeram um estudo abrangente sobre o impacto do combustível (etanol ou gasolina) e da injeção ou não de combustível na pré-câmara sobre o desempenho de um sistema de ignição com pré-câmara. O motor utilizado possuía 0,631 litros de volume deslocado, 8,4:1 de razão volumétrica de compressão e os ensaios foram realizados a 1200 rpm. A pré-câmara utilizada foi uma pré-câmara ativa de seis orifícios. Os resultados mostram que a injeção de combustível da pré-câmara aumenta o gradiente de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal e isso por sua vez melhora a penetração dos jatos e aumenta os sítios de ignição. Além disso, em todas as condições de operação o álcool apresentou menor variabilidade cíclica e uma combustão mais rápida em comparação com a gasolina.

Um estudo publicado por Burkardt *et al.* (2021) buscou avaliar o potencial da aplicação de pré-câmaras (tanto ativas quanto passivas) em um motor de alta razão volumétrica de compressão (16,4:1 de razão volumétrica de compressão e 0,5 litros de volume deslocado) que usa como combustível metanol e/ou etanol com relação a limite de empobrecimento e eficiência de conversão de combustível indicada tanto em alta quanto baixa carga (6 bar e 15 bar) a uma rotação de 2000 rpm. A pré-câmara utilizada apresenta seis orifícios de 0,85 mm, um volume de 1080 mm³ (3.33% do volume morto) e uma razão área volume de 0,0031 mm⁻¹. Em comparação com o

motor operando com um sistema de ignição por centelha tradicional, as pré-câmaras obtiveram maiores eficiências de conversão de combustível (exceto quando λ estava entre 1,4 e 1,8, quando as perdas térmicas se tornam mais pronunciadas), menores durações de combustão (devido aos múltiplos e espacialmente distribuídos sítios de ignição), maiores picos de pressão e menores emissões de HC. O metanol permitiu maiores limites de empobrecimento e maiores eficiências de conversão de combustível, com uma eficiência máxima de 48% a um λ de 2,0. Com uma pré-câmara ativa foi possível estender o limite de empobrecimento de 1,7 para 2,3.

Chen *et al.* (2022) investigaram os efeitos da utilização do TJI em relação a operação com misturas empobrecidas e a ocorrência de detonação. O motor utilizado tem como principais características uma razão volumétrica de compressão de 13:1, um volume deslocado de 0,640 litros e possuía um acesso ótico pelo qual foram feitas gravações para visualização e avaliação do desenvolvimento dos jatos. Os ensaios foram realizados na rotação de 1000 rpm. Foram testadas duas pré-câmaras, ambas passivas e com seis orifícios de 1,5 mm, uma possuindo 855 mm³ de volume e a outra possuindo 1805 mm³ de volume. Os resultados mostraram que uma pré-câmara com um maior volume produziu jatos maiores com um efeito mais pronunciado na combustão, obtendo um maior pico de pressão de 5.5 MPa e um pico de liberação de calor 50% maior. Entretanto a maior pré-câmara também apresentou um IMEP consistentemente menor, que foi atribuído ao impacto de maiores perdas térmicas devido a uma maior área superficial. A pré-câmara de menor volume permitiu uma melhora na estabilidade da combustão e na eficiência térmica quando comparada com um motor SI tradicional, melhorias essas obtidas pela aceleração da combustão e uma liberação de calor concentrada. Foi também observada uma maior tendência a detonação na operação com TJI em altas cargas devido ao avanço mais rápido da frente de chama e da alta densidade de energia. O autor concluiu que o desempenho de um sistema TJI depende da condição de operação do motor e que a pré-câmara deveria ser projetada para condições de alta carga devido a tendência da ocorrência de detonação nessas condições.

Chinnathambi *et al.* (2021) testaram pré-câmaras de 2% do volume morto tanto em operação passiva quanto em operação ativa avaliando a sua operação em condições estequiométricas e em mistura empobrecidas (λ até aproximadamente 3). Foi analisada a curva de pressão desenvolvida, bem como o desenvolvimento dos jatos através de filmagens de alta frequência. Foi utilizada uma

máquina de compressão rápida de 10:1 de razão volumétrica de compressão e 0,462 litros de volume deslocado. Os ensaios foram realizados utilizando metano como combustível e com o lambda numa faixa de 1,0 até 1,5 para a operação passiva e de 1,8 até 3,2 para a configuração ativa. As pré-câmaras testadas apresentavam como configuração de orifícios um único orifício de 2,26 mm, um único orifício de 1,85 mm de diâmetro ou dois orifícios de 1,57 mm inclinados de forma convergente ou divergente, totalizando quatro pré-câmaras além uma pré-câmara com um único orifício de 3,81 mm que foi assumido como sem orifício para comparações de um motor SI tradicional. Comparando as pré-câmara de orifícios únicos, quanto menor a área de passagem melhor a penetração e o crescimento radial dos jatos para a configuração passiva, mas na configuração ativa isso não é observado. A pré-câmara de *design* divergente apresentou a melhor penetração e área de propagação quando comparada as outras configurações tanto na condição de opera ativa quanto na passiva.

Um estudo conduzido por Distaso *et al.* (2020) utilizam o *software* CFD 3D para avaliar a operação de uma pré-câmara ativa operando com metano. Os ensaios de calibração do modelo foram realizados com o motor numa rotação de 2000 rpm e com uma condição de lambda de 1,3. Foram identificadas seis etapas do processo de combustão na pré-câmara; enchimento e limpeza (*scavenging*), mistura, propagação dos jatos, ejeção, requeima e expulsão. Os resultados mostram que a utilização da pré-câmara permitiu uma combustão mais eficiente, rápida e estável do que no motor SI tradicional devido a energia e os radicais ativos liberados pela pré-câmara, iniciando a combustão em múltiplos pontos. A combustão na pré-câmara por ser levemente rica apresentou a formação de hidrocarbonetos e a combustão nela não foi completa. As emissões globais do motor apresentaram níveis baixos de CO e HC, mas apresentaram também níveis relativamente altos de NO_x.

Gentz *et al.* (2017) publicaram um estudo que buscou avaliar o impacto de injeção auxiliar de combustível e distribuição da ignição devido a geometria do orifício em uma máquina de compressão rápida (50,63 cm³ de volume morto e 11,2:1 de razão volumétrica de compressão) com iso-octano como combustível. Os testes foram realizados a uma razão ar combustível global de três para todos os ensaios e com duas pré-câmaras, uma com um orifício de 3,16 mm e outra com dois orifícios de 2,26 mm. Sem a ocorrência de injeção auxiliar na pré-câmara, aquela com um único orifício apresenta maior estabilidade, mas a de orifício duplo apresentou uma combustão mais

rápida. Os resultados mostraram que uma melhor estabilidade de combustão e penetração dos jatos foi obtida para ambas as pré-câmaras quando o fator lambda da pré-câmara se aproximou do estequiométrico e apresentou melhores resultados com a mistura rica.

Hua *et al.* (2020) realizaram um estudo para avaliar a combustão em um motor com SI, SI com ignição dupla e TJI com diferentes cargas no motor e diferentes razões ar combustível. Foi utilizado um motor a gasolina de um cilindro com 10:1 de razão volumétrica de compressão, 0,5 litros de volume deslocado, 1500 rpm de rotação. Foram testadas duas pré-câmaras, uma com um orifício de 4 mm e outra com sete orifícios de 1.5mm, ambas com 1,5 cm³ de volume. O sistema SI com ignição dupla obteve os melhores valores de IMEP e eficiência de conversão de combustível devido às perdas térmicas nas pré-câmaras, sendo que a pré-câmara de um orifício obteve melhores resultados que a de 7. Os resultados mostram uma redução da variabilidade cíclica do motor operando com TJI (devido uma menor duração de combustão) e que as oscilações de pressão observadas no motor em carga total operando com TJI são diferentes das observadas no motor SI, mostrando que as oscilações observadas em cada um têm origens diferentes (altas taxas de queima locais para o TJI e autoignição dos gases no fim da combustão para o SI). O autor também conclui que o fenômeno de detonação ocorre de forma mais constante no motor operando com TJI, sendo possível utilizar essa tendência para elaborar uma técnica de ignição que utilize o TJI para promover a autoignição de forma mais consistente e estável.

Hua *et al.* (2021a) projetaram e testaram uma pré-câmara ativa com o objetivo de otimizar a operação do motor em uma ampla faixa de cargas de operação. Foi utilizado um motor com 0,5 L de volume deslocado, 10:1 de razão volumétrica de compressão, operando com gasolina e uma pré-câmara de 3,6 ml de volume e três orifícios. Os testes foram realizados na rotação de 1500 rpm. Os resultados mostraram que uma operação estável foi obtida em lambdas de até 2,2 e uma melhora de 9,6% no consumo de combustível foi obtida em uma condição carga parcial. Em condições de mistura excessivamente pobre observou-se que em cargas altas não foi possível alcançar o torque exigido e em cargas baixas houve uma redução significativa da eficiência de conversão de combustível. Um conjunto de estratégias é então proposto em diferentes condições para regular de forma flexível a razão ar combustível e manter o lambda da câmara de combustão numa faixa identificada como ótima (1,5~2,0). Com turboalimentação em altas cargas e uma estratégia de

ressonância em médias e baixas cargas foi possível obter reduções de consumo de até 12%.

Um estudo realizado por Hua *et al.* (2021b) avaliou a influência dos parâmetros de injeção de combustível na pré-câmara em um motor TJI. O motor utilizado possui 0,5 L de volume deslocado e 10:1 de razão volumétrica de compressão. Foram realizados ensaios com o motor operando com e sem pré-câmara, e quando operando com pré-câmara com e sem injeção de combustível na pré-câmara. Foram testadas pré-câmaras de 6, 4,5 e 3,6 ml de volume com um ou sete orifícios. Os resultados mostraram que a injeção deve ocorrer no começo do tempo de compressão para evitar perda de combustível para a câmara principal e gerar uma mistura homogênea. As menores condições de consumo específico de combustível foram obtidas com o fator lambda entre 1,5 e 1,6, pois uma combustão pobre reduz a dissipação de calor. Comparando os três volumes de pré-câmara, observa-se que quanto menor o volume melhor a eficiência do motor, devido a menores perdas térmicas e a pré-câmara com melhor desempenho foi a de um orifício que teve seu limite de mistura pobre expandido para 2,2 onde se obteve uma redução de 92% na emissão de NO_x e uma redução de 8% no consumo específico de combustível.

Kheyrollahi *et al.* (2021) realizaram ensaios em uma pré-câmara buscando avaliar a sua capacidade de expandir o limite de empobrecimento de motor. Os ensaios foram realizados em um motor monocilíndrico com 661,7 cm³ de volume deslocado e razão volumétrica de compressão variável, sendo utilizadas as razões de 11,5:1, 13,5:1 e 16:1. Foram utilizadas quatro condições de carga, sendo que a carga máxima foi de 35 N.m, e as demais cargas 25%, 50% e 75% da carga máxima. A utilização da pré-câmara gerou uma expansão no limite de empobrecimento de 10%~40%, gerou uma redução de 4% no pico de pressão no cilindro e de 3% na temperatura dos gases de exaustão, uma redução de 1% no CoV IMEP, melhoras no consumo específico de combustível de eixo de 4%~11%, melhora na eficiência térmica de eixo de até 9% e reduções nas emissões de HC, CO e NO_x de, respectivamente, 11%, 16,3% e 10%.

Kimura *et al.* (2018) estudaram a aplicação de pré-câmaras para combustão empobrecida em cargas altas em um motor de um veículo híbrido, visando um aprimoramento de eficiência aumentando a razão dos calores específicos. Ensaio em um motor monocilíndrico de pesquisa foram realizados para determinar o volume, número e diâmetro dos orifícios de passagem. Foram avaliadas pré-câmaras de

quatro volumes, de 1 cm³ até 4 cm³ (representando 2,5% até 10% do volume morto), sendo que a pré-câmara com os melhores resultados foi a pré-câmara com 2 cm³. Maiores reduções do volume da pré-câmara resultam em um grande incremento de perdas térmicas. Os ensaios para avaliação do número e diâmetro dos orifícios obtiveram uma configuração ótima de 10 orifícios de 1,6 mm, totalizando 20 mm² de área de passagem. Os resultados mostraram uma melhora de 2% na eficiência de conversão de combustível em comparação com o motor tradicional.

Li *et al.* (2019) investigaram a aplicação da tecnologia TJI em motores de aplicação naval que utilizam gás natural como combustível por permitir a propagação da chama em um motor de grande diâmetro. Os ensaios foram realizados em uma câmara de volume constante de 300mm de diâmetro com acesso ótico, com fator lambda 0,8, 1,0 e 1,2 e pressão inicial de 0,6 MPa até 1,5 MPa. A pré-câmara testada possuía seis orifícios de 2,9 mm e 15 cm³ de volume. Os resultados mostraram que quanto mais pobre a mistura mais lenta a propagação dos jatos, sendo que o atraso de ignição para o fator lambda de 1,2 foi de 0,04s, três vezes maior que a mistura estequiométrica. Além disso, verificou-se através de análises CFD 3D que a assimetria nos jatos liberados na câmara principal se deve a uma assimetria na formação do kernel na pré-câmara.

Liu *et al.* (2021) realizou um estudo em uma Bomba de Combustão de Volume Constante de 2,32 L com um sistema de ignição TJI para investigar a combustão de metano e hidrogênio em diferentes concentrações, com fator lambda indo de 1 até 5. As pré-câmaras utilizadas eram tanto ativas quanto passivas e tinham 2 mm ou 3 mm de diâmetro e 3,6 cm³ de volume. Para o metano, redução na concentração de combustível fez o centro de início da combustão se deslocar em direção a saída do orifício de interconexão devido a maiores temperaturas nessa região e gerou um grande aumento do atraso de ignição (indo de 3,5 ms com lambda 1 para 30,225 ms com lambda 1,6). Além disso, a diminuição do diâmetro gerou uma diminuição na energia do jato, ocasionando uma re-ignição tardia e um limite de empobrecimento menor. Quando houve a troca do metano pelo hidrogênio, foram observadas ondas de choque e oscilações de pressão, relacionadas a velocidade dos jatos e ao estado termodinâmico da mistura na câmara principal, respectivamente. As ondas de choque não foram observadas em condições de mistura pobre na pré-câmara.

Novella *et al.* (2021) realizaram um estudo computacional para investigar a operação de um motor com pré-câmara com gás natural, mistura pobre, carga baixa,

15,4:1 de razão volumétrica de compressão e operando com ciclo Miller. Os principais parâmetros investigados são o volume da pré-câmara, a área total de passagem e o ângulo de inclinação tangencial dos orifícios. Os resultados mostraram que aumentar o volume da pré-câmara e a taxa de liberação de calor no seu interior tem um impacto positivo no momento dos jatos e no desempenho do motor como um todo, além de aumentar a faixa de operação em baixa carga e o nível máximo de diluição de EGR. O aumento da inclinação dos orifícios de passagem tem um impacto positivo na estabilidade da combustão. Além disso, o desempenho do motor é altamente dependente do ponto de operação, então a faixa de operação alvo é um fator importante no design da pré-câmara.

Onofrio *et al.* (2021) avaliou o impacto da geometria dos orifícios de passagem da pré-câmara de um sistema TJI em um motor que utiliza gás natural como combustível. O motor utilizado foi adaptado de um motor de seis cilindros estacionário em um motor monocilíndrico e possui 2124 cm³ de volume deslocado e 12:1 de razão volumétrica de compressão. As pré-câmaras utilizadas possuíam 4,67 cm³ de volume e seis orifícios com 10° de inclinação, que se diferenciavam pelo diâmetro dos orifícios, sendo eles 1,4, 1,6 e 2,0, resultando em razões área volume de 0,020, 0,026 e 0,040 cm⁻¹. Os ensaios bar foram realizados na condição de 1500 rpm e nas condições de carga de 10 bar, 15 e 20 bar de IMEP e foi realizado uma varredura de valores fator lambda e avanço de ignição para avaliar seu impacto no funcionamento de cada pré-câmara. Os resultados mostraram que o diâmetro intermediário entregou o melhor compromisso entre velocidade de combustão e emissões de NO_x e HC.

Roso *et al.* (2019) realizou um estudo para avaliar o potencial da tecnologia de ignição com pré-câmara ativa, com etanol hidratado injetado na câmara principal e hidrogênio na pré-câmara, de reduzir as emissões de poluentes e o consumo de combustível de um motor em um ciclo padrão e em ciclos reais de funcionamento. Foi utilizado um motor de quatro cilindros, 1596 cm³ de volume deslocado e 11,0:1 de razão volumétrica de compressão. As pré-câmaras possuíam 0,88 cm³ e 5 orifícios, um central de 2 mm de diâmetro e quatro laterais de 1 mm de diâmetro com um ângulo de inclinação de 45° com relação ao eixo central da pré-câmara. O mapa do motor foi calibrado tanto para o motor operando em condição estequiométrica com um sistema de ignição por centelha tradicional, quanto para o mesmo motor operando com a pré-câmara estratificada e a mistura da câmara com fator lambda de 1,4. Os dois modos de operação foram então avaliados computacionalmente com dois ciclos urbanos de

operação real e dois testes padrões de operação: FTP-75 e WLTC. Os resultados mostram uma redução de pelo menos 7% no consumo de combustível, 7% de redução nas emissões de CO₂ e 85% de redução nas emissões de NO_x.

Sandoval *et al.* (2020) conduziram um estudo para avaliar o impacto da variação do volume da pré-câmara no desempenho de um motor. Os ensaios foram testados num motor de quatro cilindros, 1596 cm³ de volume deslocado, 11:1 de razão volumétrica de compressão e nas condições de operação de 1500 rpm e 3,3 bar de IMEP. Foram testadas pré-câmaras com cinco orifícios (um central de 2mm de diâmetro e cinco laterais com 45° de inclinação e 1mm de diâmetro) e três volumes, sendo eles 0,88 cm³, 1,52 cm³ e 1,82 cm³. A configuração com 1,52 cm³, que equivale a 3,8% do volume morto, apresentou os melhores resultados com uma redução das emissões de HC e NO_x da ordem de 13%.

Silva *et al.* (2020) realizaram um estudo utilizando o *software* CFD 3D para avaliar o impacto de fatores geométricos como diâmetro dos orifícios, comprimento dos orifícios e diâmetro de garganta. O motor simulado possui 2,1 litros de volume deslocado e uma razão volumétrica de compressão de 11,5:1. A pré-câmara utilizada possui uma garganta entre o volume principal da pré-câmara e a câmara principal e 12 orifícios de interconexão, com volumes entre 5,40 e 5,03 cm³. Os resultados mostraram que o diâmetro do orifício é o parâmetro mais relevante, influenciando no gradiente de pressão entre as câmaras, mas o comprimento dos orifícios não apresenta nenhuma tendência nos resultados. Além disso, foi observada uma correlação entre o pico de pressão e a liberação de calor com o desempenho da pré-câmara.

Soltic e Hilfiker (2020) realizaram um estudo para avaliar a injeção de hidrogênio na pré-câmara de um motor que tem como combustível principal gás natural. Foi utilizado um motor de quatro cilindros, 2 litros de volume deslocado, 14,5:1 de razão volumétrica de compressão com uma pré-câmara de 1,8 cm³ de volume deslocado e sete orifícios de interconexão de 1,5 mm de diâmetro cada. A adição de hidrogênio permitiu uma combustão mais rápida, uma redução na 30% até 40% na emissão de HC, 20% na emissão de CO e uma redução no consumo de combustível de 1.3% até 3.0%.

Vera-tudela *et al.* (2021) avaliaram o impacto do diâmetro dos orifícios, nível de turbulência na pré-câmara e concentração da mistura ar-combustível nas câmaras de combustão. Os ensaios foram realizados em uma câmara de combustão de volume

constante de 187 cm³ de volume e conectada a uma pré-câmara de combustão de 3,6 cm³ de volume e um único orifício de interconexão de 2 mm ou 4 mm de diâmetro, sendo que é possível visualizar a combustão em ambas as câmaras. Foi observado o apagamento da chama na passagem da pré-câmara para a câmara principal quando operando com a pré-câmara com um orifício de 2mm, mas não com o orifício de 4 mm. Além disso, a pré-câmara com o orifício de menor diâmetro introduziu uma maior turbulência na pré-câmara permitindo uma combustão mais rápida.

Wang *et al.* (2021) estudou a utilização de EGR e excesso de ar na mistura na performance de um motor com pré-câmara. Foi utilizado um motor com 1,5 litros de volume deslocado, 12,5:1 de razão volumétrica de compressão e uma pré-câmara de 1,2 cm³ de volume e seis orifícios de 1,25 mm. Três técnicas foram utilizadas, excesso de ar com um motor SI convencional, EGR em um SI tradicional e excesso de ar em um motor com pré-câmara. Foi observado uma redução do consumo de combustível tanto para o motor tradicional operando com EGR quanto para o motor operando com pré-câmara e excesso de ar, alcançando valores de até 15,9%. Além disso, observou-se uma redução geral da emissão de NO_x.

Zhou *et al.* (2022) estudaram a influência da geometria da pré-câmara na propagação dos jatos, na combustão da mistura na câmara principal e no desempenho do motor. Foi utilizado uma bomba de combustão de volume constante e um motor monocilíndrico de 0,5 L de volume deslocado, 10:1 de razão volumétrica de compressão e uma pré-câmara ativa de 3,6 cm³. Foram avaliadas diversas configurações de orifícios nos ensaios no motor, sendo elas um orifício reto de 4mm, um orifício inclinado de 4 mm, dois orifícios inclinados de 2,83 mm, três orifícios de 2,3 mm de diâmetro e três orifícios sendo um central de 3,4 mm e dois laterais de 1,5 mm. Na bomba de combustão de volume constante foram testadas pré-câmaras com um único orifício de 2 até 6 mm de diâmetro, além das configurações de orifícios testadas no motor. O estudo na bomba de combustão de volume constante mostrou que menores orifícios de passagem permitem o apagamento da chama na passagem para a câmara principal e propiciaram uma maior velocidade e propagação dos jatos enquanto maiores orifícios propiciaram um melhor desenvolvimento da área da chama sendo que os diâmetros de 3 mm e 4 mm permitiram um maior pico de liberação de calor, elevando a velocidade da chama. Arranjos de múltiplos orifícios permitiram um melhor espalhamento da frente de chama, mas tendiam a diminuir a penetração dos jatos. A configuração de três orifícios de diâmetros diferentes obteve os melhores

resultados devido a possuir uma boa penetração como a configuração de um orifício, mas também um bom espalhamento como a configuração com dois orifícios.

De forma geral foram mostrados diversos ganhos relacionados a utilização de pré-câmara. Vale ressaltar a redução da duração de combustão e o aumento da eficiência de conversão de combustível (ATTARD e BLAXILL, 2012; BENAJES *et al.*, 2021; BURKARDT, WOUTERS e PISCHINGER, 2021; CHEN *et al.*, 2022; HUA *et al.*, 2021^a; HUA *et al.*, 2021^b; KHEYROLLAHI *et al.*, 2021; KIMURA, KOBAYASHI e ISHIKAWA, 2018; ROSO *et al.*, 2019). Além disso, para as pré-câmaras ativas foi observado um grande potencial na ampliação do limite de empobrecimento, o que permite redução das emissões de NO_x (ATTARD e BLAXILL, 2012; BENAJES *et al.*, 2021; BURESHAID *et al.*, 2019^a; HUA *et al.*, 2021^a; HUA *et al.*, 2021^b; KHEYROLLAHI *et al.*, 2021). Ademais, certos autores identificaram melhores eficiências de conversão de combustível e velocidades de combustão em pré-câmaras operando com etanol (BURESHAID *et al.*, 2019^a; BURESHAID *et al.*, 2019^b; CHEN *et al.*, 2022)

Com relação ao volume da pré-câmara, foi observado que maiores volumes resultam em uma maior massa de mistura ar combustível a ser ejetada, resultando em jatos com maior penetração, energia e eficiência de combustão. Entretanto foi observado também que pré-câmaras com maiores volumes também resultam em maiores perdas térmicas, pois maiores volumes de pré-câmara resultam em maiores áreas de troca de calor. Dessa forma o melhor volume é obtido no compromisso entre essas duas tendências, sendo que os estudos analisados identificaram volumes de pré-câmara com melhores eficiências na faixa de 1,6 % até 6,5 % do volume morto (CHEN, ZHANG, *et al.*, 2022; HUA, ZHOU, *et al.*, 2021b; KIMURA, KOBAYASHI e ISHIKAWA, 2018; KIMURA, KOBAYASHI e ISHIKAWA, 2018; NOVELLA, GOMEZ-SORIANO, *et al.*, 2021; SANDOVAL, ALVAREZ, *et al.*, 2020).

Observou-se que menores áreas de passagem permitiram maiores gradientes de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal, o que permitiu jatos com maiores penetrações. Entretanto, áreas de passagem demasiadamente pequenas resultaram em uma resistência a passagem dos jatos de tal forma elevada que excedia o ganho em gradiente de pressão e os jatos passaram a perder penetração, atrasando a ignição na câmara principal (CHINNATHAMBI, THELEN, *et al.*, 2021; KIMURA, KOBAYASHI e ISHIKAWA, 2018; LIU, ZHONG, *et al.*, 2021; ONOFRIO, NAPOLITANO, *et al.*, 2021; VERA-TUDELA, BARRO e BOULOUCHOS, 2021; ZHOU, SONG, *et al.*, 2022) Com relação ao número de orifícios, foi observado que um maior

número permite que os jatos varram uma maior área e produzam um número maior de sítios de combustão (CHINNATHAMBI, THELEN, *et al.*, 2021; ZHOU, SONG, *et al.*, 2022) mas não foi observado correlação direta de maiores números de orifícios com maior desempenho do motor (GENTZ, GHOLAMISHEERI e TOULSON, 2017; HUA, ZHOU, *et al.*, 2020; HUA, ZHOU, *et al.*, 2021b). Os valores de razão área volume que apresentaram melhores resultados nos estudos avaliados ficaram na faixa de 1,96 m⁻¹ até 10 m⁻¹.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção são apresentados os equipamentos, os materiais e as metodologias experimentais que foram aplicadas nesse trabalho. Na primeira parte são detalhados os materiais utilizados nos ensaios, apresentando uma breve descrição de suas principais características técnicas relevantes para esse trabalho. Na segunda parte são apresentadas as metodologias de ensaio e de análise de dados utilizadas.

3.1 Materiais

Essa seção é dividida em duas partes, uma trata dos equipamentos e dos materiais utilizados nos ensaios de caracterização de *sprays* e a outra trata dos equipamentos e dos materiais utilizados nos ensaios de desempenho de motores. Em ambas os materiais são listados e, em seguida, é feita uma breve descrição de cada um deles e de suas características técnicas mais relevantes.

3.1.1 Materiais utilizados em ensaios de caracterização de *sprays*

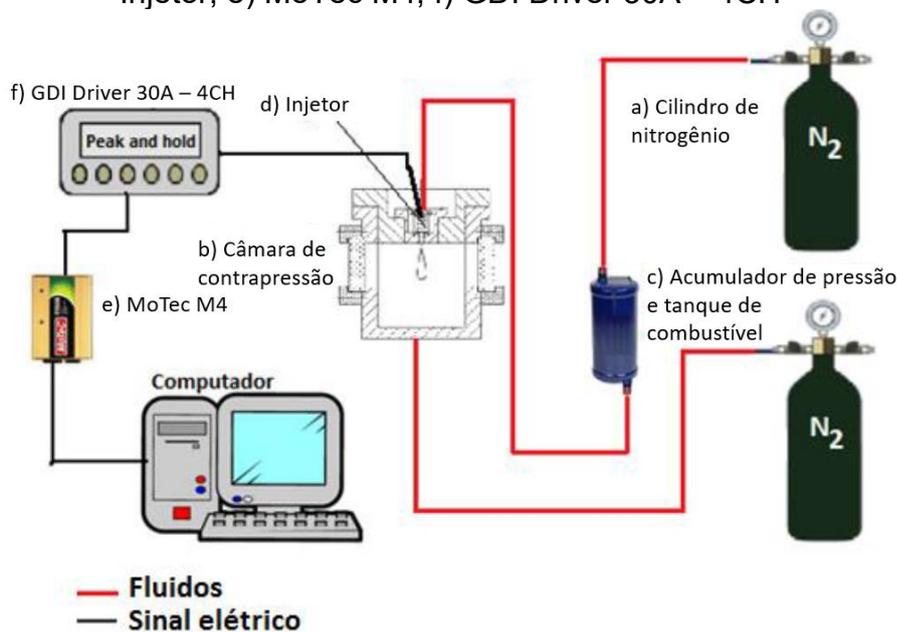
Esse trabalho foi realizado dentro de um projeto de pesquisa onde foram elaborados modelos computacionais para auxiliar no desenvolvimento de pré-câmaras. A fim de permitir uma melhor calibração do *spray* simulado nesses modelos, foram realizados ensaios experimentais de caracterização do *spray* do injetor utilizado nos testes experimentais executados no motor monocilíndrico com o sistema de ignição com pré-câmara. Com uma maior proximidade entre as características do *spray* simulado e o real, esses modelos matemáticos puderam representar, de forma mais fiel, a formação da mistura ar combustível.

Foram realizados na caracterização do injetor três ensaios: um ensaio *shadowgraph* a pressão atmosférica, um ensaio *shadowgraph* com contrapressão e um ensaio *Phase Doppler Anemometry (PDA)* a pressão atmosférica. O ensaio *shadowgraph* permitiu a visualização da forma do *spray* e a obtenção de seus parâmetros macroscópicos enquanto o ensaio *PDA* foi utilizado para medir a velocidade e o diâmetro das gotículas do *spray* para determinar seus parâmetros microscópicos. Em todos os ensaios foi utilizada uma bancada que produz um *spray*

de forma controlada e permite a utilização de uma câmara de pressão atmosférica ou de uma câmara de contrapressão dependendo da necessidade ou não da injeção do *spray* em uma região com pressão maior do que a atmosférica. A Figura 14 mostra uma montagem esquemática da bancada de *sprays* para um ensaio com contrapressão. Além da bancada onde é produzido o *spray*, cada ensaio exigiu seus respectivos equipamentos. A bancada de *sprays* é composta pelos seguintes componentes:

- Cilindro de nitrogênio (Figura 14a) com pressão de enchimento de 182 bar a 21°C e gás fornecido pela empresa Air Products Brasil Ltda;
- Câmara de contrapressão (Figura 14b) ou câmara de pressão atmosférica;
- Regulador de pressão da marca JETCONTROL modelo 600;
- Mangueiras capilares de alta pressão do fabricante GEPEF modelo MC com dois metros de comprimento com ambas as extremidades com conexões por encaixe com rosca M12;
- Válvula de esfera da fabricante Parker modelo 6F-B8LJ2-SSP;
- Acumulador de pressão e tanque de combustível (Figura 14c)
- Adaptador mangueira-injetor;
- Injetor de combustível (Figura 14d) da marca Bosch, linha HDEV e modelo 1.1;
- *Engine control unit (ECU)* da marca MoTeC modelo M4 (Figura 14e);
- Circuito redutor de tensão;
- Driver GDI (Figura 14f) do tipo pick and hold, marca Magneti Marelli com tensão limite de 30A e quatro canais;
- Fonte de corrente contínua da marca Minipa modelo MPL-3303M;
- Bateria 12V da marca Moura modelo M60GD;
- *Exxsol D60*.

Figura 14 – Esquema da bancada de ensaios em *spray*: a) Cilindro de nitrogênio; b) Câmara de contrapressão; c) Acumulador de pressão e tanque de combustível; d) Injetor; e) MoTec M4; f) GDI Driver 30A – 4CH



Fonte: Adaptado de GOMES JÚNIOR (2017)

Para representar a pressão gerada pela bomba de combustível, um cilindro de nitrogênio foi utilizado para pressurizar um vaso de pressão que armazena o fluido de ensaio que é atomizado pelo injetor sendo que a pressão de injeção controlada por um manômetro instalado na saída do cilindro. Quando o ensaio foi realizado com contrapressão o *spray* foi produzido em uma câmara pressurizada para representar a contrapressão de injeção encontrada no motor se a injeção ocorresse quando a pressão na câmara de combustão for maior que a atmosférica. Quando a contrapressão não foi relevante o *spray* foi injetado numa câmara de pressão atmosférica. O fluido de ensaio utilizado para a caracterização do *spray* foi o *exxol/D60* para simular o etanol. Isso foi feito devido à periculosidade de se realizar os ensaios de injeção com combustíveis. Para controlar o injetor, um sinal digital foi gerado pela unidade de controle MoTeC que permite que seja regulada a frequência e a duração de injeção. Esse sinal foi recebido por um *driver* que produz uma curva do tipo *pick and hold* adequada ao injetor que é utilizada para acionar a injeção.

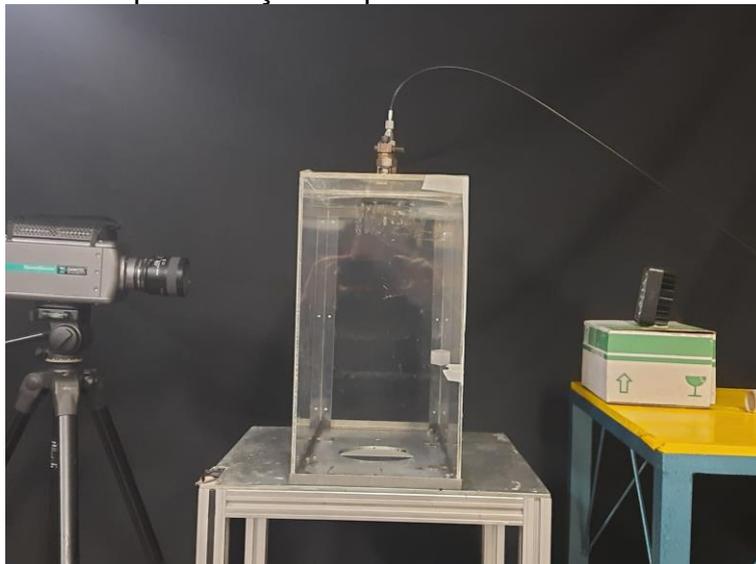
O ensaio de *shadowgraph* foi realizado para mensurar características macroscópicas do injetor, como ângulo de cone e penetração. Para realização desse ensaio, foram necessários os seguintes equipamentos:

- Câmera do fornecedor Dantec Dynamics, marca *Phantom* e modelo *Speedsense*;

- Lente de câmera da marca Nikon, linha Micro-Nikkor com distância focal de 60 mm máxima abertura de 2.8;
- Iluminação *Led*.

A Figura 15 mostra uma representação esquemática do ensaio de *shadowgraph*. A iluminação led associada com a tela de difração gera um fundo luminoso propício para a visualização do *spray*. A câmera de alta velocidade capta a sombra gerada pelo *spray*. Uma lente Nikon é usada para focalizar as imagens.

Figura 15 – Representação esquemática do ensaio *shadowgraph*



Fonte: Adaptado de GOMES JÚNIOR (2017)

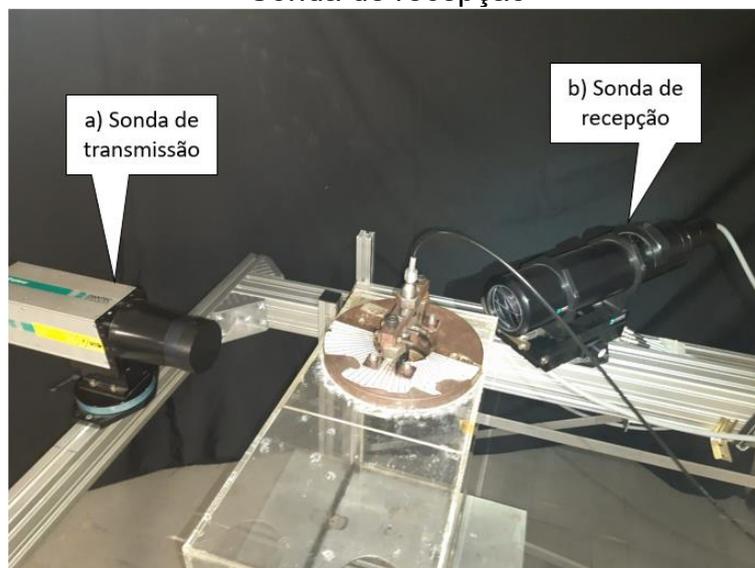
O ensaio *Phase Doppler Anemometry* (PDA) foi utilizado para mensurar as características microscópicas do *spray*, como velocidade e diâmetro de partícula. A Figura 16 mostra uma representação esquemática do ensaio PDA. Para realizar o ensaio foram necessários os seguintes equipamentos:

- *Laser* de Íon argônio Dantec Dynamics A / S;
- Sonda de Transmissão (Figura 16a);
- Sonda de Recepção (Figura 16b);
- Processador de aquisição de dados *Burst Spectrum Analyzer* (BSA)
- Programa de aquisição e pós-processamento de dados *Dantec Dynamics BSA Flow*.

O *laser* gera feixes de luz que são focados pela sonda de transmissão gerando o volume de medição. A sonda de recepção capta a luz espalhada no volume de

medição e transmite o sinal para o processador de aquisição de dados. A Tabela 3 apresenta as principais variáveis de interesse relacionadas ao ensaio PDA realizado.

Figura 16 – Representação esquemática do ensaio *PDA*: a) Sonda de transmissão; b) Sonda de recepção



Fonte: Autor

Tabela 3 - Configuração do sistema PDA

| Laser | Íon de Argônio (<i>Argon-ion</i>) |
|---|--|
| Potência | 120 mW |
| Comprimento de onda do Laser 1 | 660 nm |
| Comprimento de onda do Laser 2 | 785 nm |
| Deslocamento de frequência (<i>Frequency shift</i>) | 80 MHz |
| Diâmetro do volume de medição | 2,5 mm |
| Distância focal transmissor | 300 mm |
| Distância focal detector | 310 mm |
| Polaridade da franja | Positiva |
| Modo de dispersão (<i>Scattering mode</i>) | Refração |

Fonte: GOMES JÚNIOR (2017)

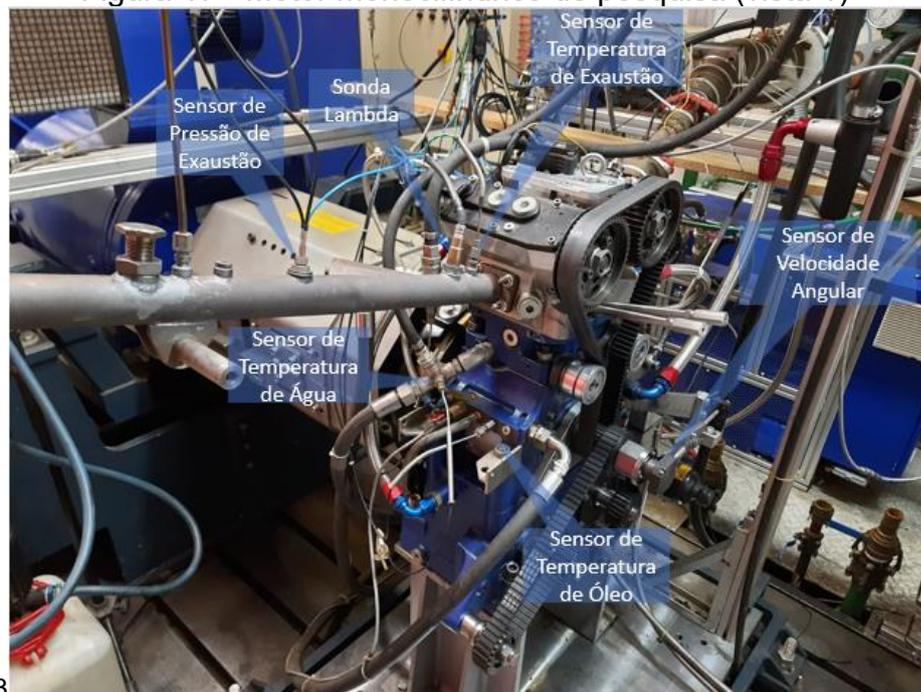
3.1.2 Materiais utilizados em ensaios de desempenho de motores

O ensaio de desempenho e emissões de motores consistiu na operação do motor em uma bancada dinamométrica instrumentada para que diversas variáveis ligadas ao seu funcionamento pudessem ser medidas. Dentre essas variáveis as de maior interesse nesse trabalho são a eficiência de conversão de combustível indicada e os índices de emissão de poluentes. Nesse ensaio foram utilizados os seguintes componentes:

- Motor monocilíndrico de pesquisa AVL modelo 5495;
- Termoresistências AVL LPD11DA05 e AVL GU21C;
- Transdutor de pressão AVL GU22C;
- Medidor de temperatura, pressão e humidade ambientes Vaisala HMT330;
- Medidor de velocidade angular *Encoder* de eixo rotativo AVL 365 C/365 X;
- Medidor de vazão de ar Sensyflow FMT700-P;
- Dinamômetro de bancada AVL DynoDur 160;
- Condicionador de combustível AVL 753;
- Balança de combustível AVL 733;
- Bomba de combustível;
- Injetor Bosch HDEV 1.1;
- Central eletrônica (ETU) AVL 427;
- Controlador de válvula borboleta *AVL Throttle Actuator*;
- Condicionador de água e óleo AVL 577;
- Sistema de aquisição e processamento de dados de combustão AVL IndiModul 622;
- Programa de controle da bancada AVL PUMA;
- Programa de análise de combustão AVL IndiCom;
- Analisador de gases Tecnomotor TM 132;
- Pré-câmaras de combustão;
- Etanol hidratado combustível.

O motor utilizado nesse trabalho foi o motor monocilíndrico de pesquisa AVL 5495, um motor de quatro tempos ideal para projetos de pesquisa por permitir a alteração e controle de diversos de seus parâmetros de operação. A Figura 17 e a Figura 18 mostram duas vistas do motor monocilíndrico de pesquisa e a Tabela 4 apresenta suas principais características. Ele foi instrumentado para que fosse possível medir sua pressão e temperatura de admissão e de exaustão, a pressão na câmara de combustão principal, a temperatura de água e de óleo e a rotação e o fator lambda da mistura ar combustível, além de serem medidas a temperatura, pressão e umidade ambiente. A Tabela 5 descreve os sensores utilizados para instrumentar o motor.

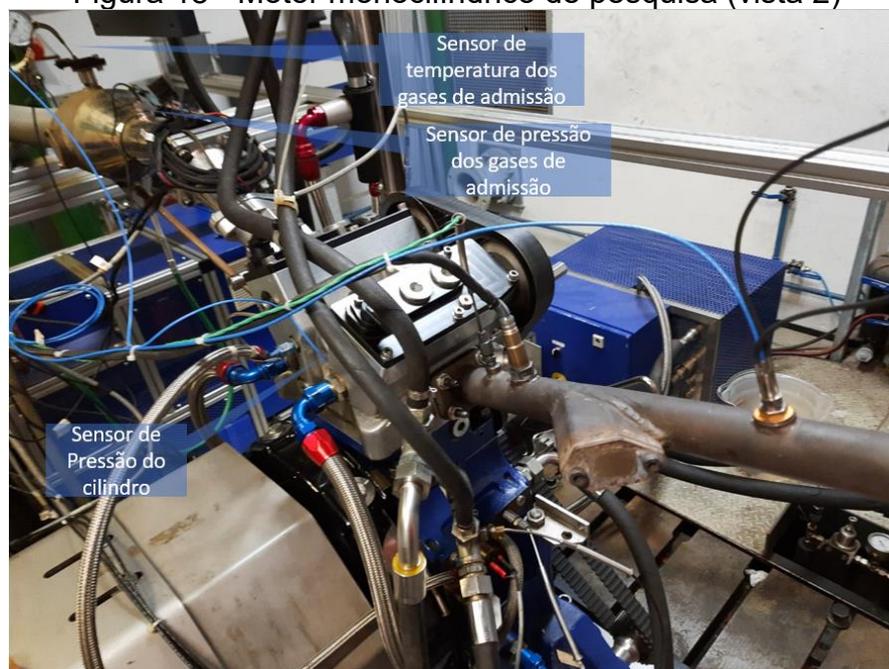
Figura 17 - Motor monocilíndrico de pesquisa (vista 1)



3

Fonte: Autor

Figura 18 - Motor monocilíndrico de pesquisa (vista 2)



Fonte: Autor

Tabela 4 - Características do motor

| | |
|--------------------|-------------------------|
| Motor | Monocilíndrico AVL 5495 |
| Volume deslocado | 454,16 cm ³ |
| Número de válvulas | 4 |

| | |
|----------------------|--------|
| Diâmetro do cilindro | 82 mm |
| Curso do pistão | 86 mm |
| Comprimento da biela | 144 mm |

Fonte: AVL LIST GMBH (2014)

Tabela 5 – Principais sensores utilizados e suas características técnicas

| | 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 | $\pm 0,3\%$ do Fundo de Escala |
| Pressão no coletor de admissão | AVL LP11DA | Piezoelétrico | 0 a 10 bar | Fabricante | $\pm 0,1\%$ VM |
| Pressão no coletor de 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 de admissão | - | PT100 | -50 a 650 | Calibrado | $\pm 0,8\%$ VM |
| Temperatura da água | - | PT100 | -50 a 650 °C | Calibrado | $\pm 0,8\%$ VM |
| Temperatura do óleo | - | PT100 | -50 a 650 °C | Calibrado | $\pm 0,7\%$ VM |
| Temperatura de 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 |
| Umidade relativa do ar | Vaisala HMT330 | Resistivo | 0 a 100% | Fabricante | $\pm 0,5\%$ |
| Concentração de CO ₂ | Tecnomotor | Infravermelho | 0 - 20% do volume analisado | Fabricante | $\pm 0,3\%$ |
| Concentração de CO | Tecnomotor | Infravermelho | 0 - 20% do volume analisado | Fabricante | $\pm 0,02\%$ |
| Concentração de HC | Tecnomotor | Infravermelho | 0 - 40000 ppm | Fabricante | ± 4 ppm |
| Concentração de NO _x | Tecnomotor | Eletrônico | 0 - 5000 ppm | Fabricante | ± 25 ppm |

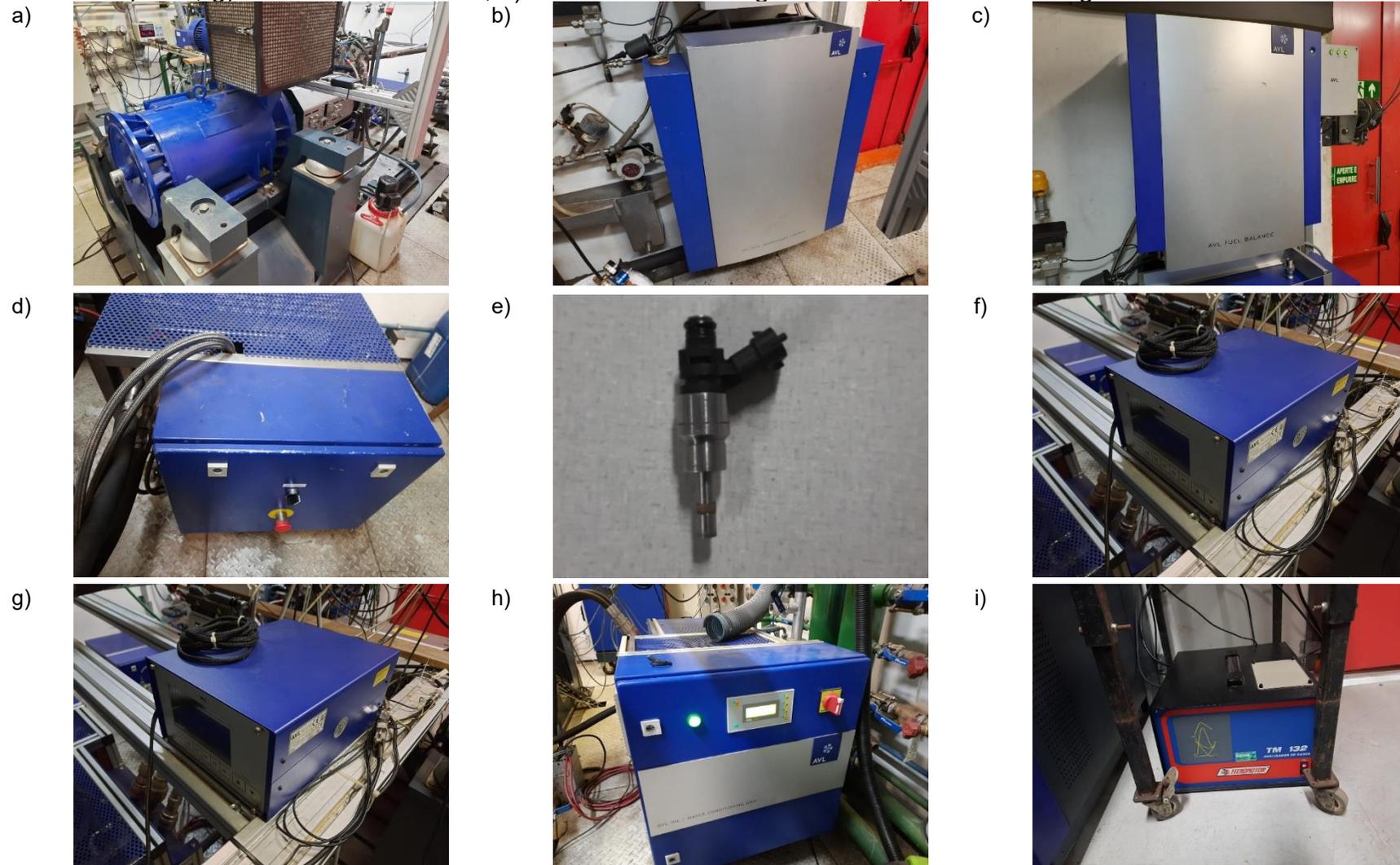
Fonte: Adaptado de COSTA (2017) e MALAQUIAS (2023)

O motor foi acoplado a um dinamômetro de bancada ativo AVL DynoDur 160 (Figura 19a), cujos valores máximos de rotação, torque e potência são,

respectivamente, 10.000 rpm, 400 N.m e 160 kW. Uma unidade de condicionamento de combustível AVL 753 (Figura 19b) e uma balança de combustível AVL 753 (Figura 19c) preparam e monitoram a vazão de combustível, que é pressurizado por uma bomba de alta pressão (Figura 19d) para que possa ser injetado de forma direta por um injetor Bosch HDEV 1.1 (Figura 19e). Uma central eletrônica (ETU) AVL 427 (Figura 19f) comanda os parâmetros de injeção e ignição, um atuador de válvula borboleta AVL (Figura 19g) controla a abertura da válvula borboleta e um condicionador de água e óleo AVL 577 (Figura 19h) mantém a temperatura do líquido de arrefecimento e a temperatura do óleo lubrificante em 90°C.

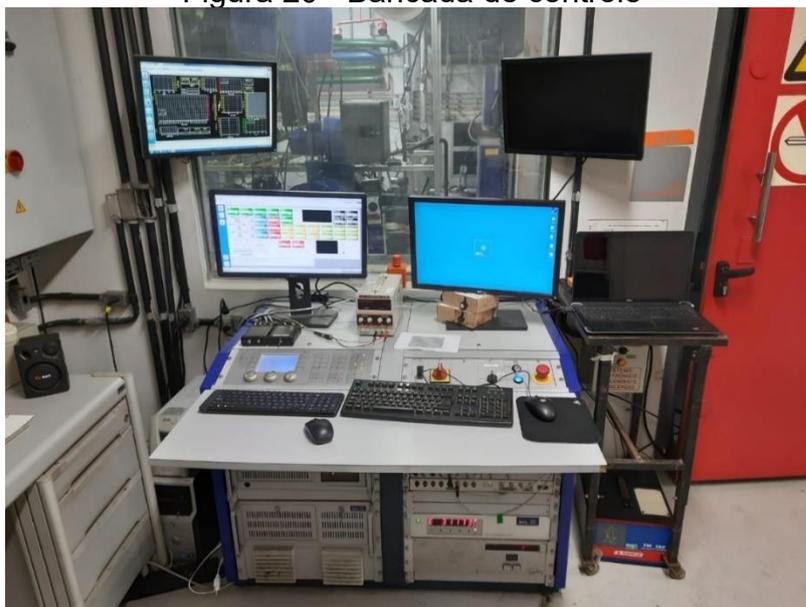
Um sistema de aquisição e processamento de dados AVL IndiModul 622 recebe o sinal proveniente dos diversos sensores que instrumentam o motor. O programa de análise de combustão AVL IndiCom calcula em tempo real variáveis relevantes de combustão, como IMEP, CoV-IMEP, *MFB*₁₀₋₉₀, *MFB*₅₀ e parâmetros de monitoramento de *knocking*, a partir da curva de pressão medida no cilindro que são utilizadas para monitorar o desempenho e a estabilidade do motor. O programa AVL Puma foi utilizado para controlar o dinamômetro de bancada e a central eletrônica de controle do motor para monitorar fatores como a temperatura do ar na admissão, o fator lambda e as temperaturas do líquido de arrefecimento e do óleo lubrificante. Os gases de emissão são analisados por um Analisador de gases Tecnomotor TM 132 (Figura 19i). O motor foi controlado por meio dos dois programas AVL IndiCom e AVL Puma já mencionados e de uma bancada de controle (Figura 20).

Figura 19 – Equipamentos da bancada dinâmométrica do motor monocilíndrico de pesquisa: a) Dinamômetro de bancada; b) Condicionador de combustível; c) Balança de combustível; d) Bomba de Injeção direta de combustível; e) injetor Bosch HDEV 1.1; f) ETU; g) Atuador de borboleta; h) Condicionador de água e óleo; i) Analisador de gases Tecnomotor TM 132



Fonte: Autor

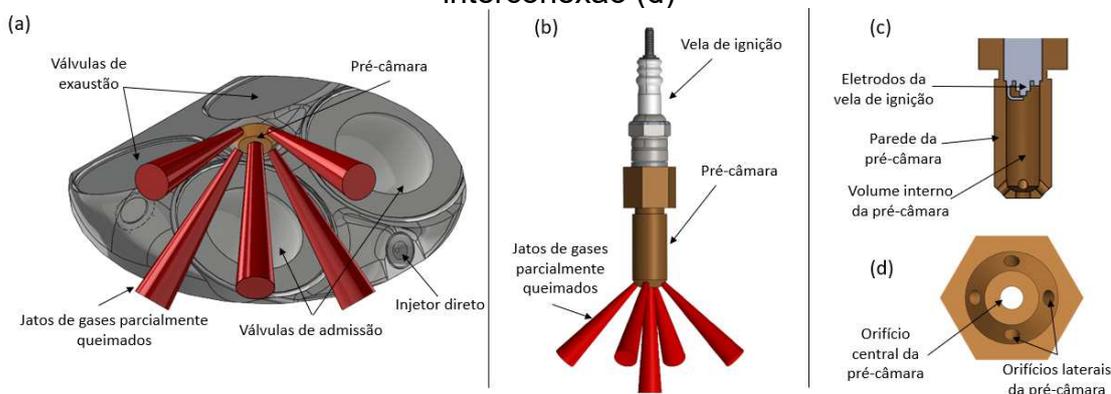
Figura 20 - Bancada de controle



Fonte: Autor

As pré-câmaras de combustão foram projetadas tendo em vista as exigências geométricas do cabeçote (que limitaram o diâmetro interno da pré-câmara e exigiram uma rosca externa com 25 mm de comprimento), as velas de menor diâmetro disponíveis no mercado, as limitações das ferramentas de usinagem que seriam usadas, a distância mínima entre a extremidade da pré-câmara e o pistão e os principais parâmetros de desempenho observados na bibliografia. A Figura 21 mostra uma representação da pré-câmara e de sua instalação no motor.

Figura 21 - Representação do injetor e sua montagem na câmara de combustão (a); sua montagem com a vela de ignição (b); interior da pré-câmara (c) e orifícios de interconexão (d)



Fonte: Autor

Dois parâmetros geométricos foram variados: o número de orifícios de interconexão e o volume interno da pré-câmara. Foram testadas pré-câmaras com

volume interno de 0,86 cm³ e 1,03 cm³, que são equivalentes a 2,5% e 3,0% do volume morto do motor, respectivamente. As pré-câmaras testadas possuíam cinco ou sete orifícios de interconexão, sendo que todas elas possuíam um orifício central de 3 mm e os demais laterais de 2 mm de diâmetro com uma inclinação de 45° em relação a vertical, totalizando quatro geometrias de pré-câmaras diferentes. Com esses volumes e essas configurações de orifícios, as pré-câmaras possuem relações área volume de 0,018 até 0,030 mm⁻¹. Foi adotada uma nomenclatura para se referir as pré-câmaras, composta pelas iniciais PC, seguida de uma letra e um número. A letra se refere ao volume das pré-câmara, podendo ser “A” para as pré-câmaras de 2,5% do volume morto e “B” para as pré-câmaras de 3,0% do volume morto. O número se refere ao número de orifícios, sendo que “1” se refere as pré-câmaras de cinco orifícios e “2” se refere as pré-câmaras de sete orifícios. A Tabela 6 mostra as características das quatro geometrias de pré-câmara utilizadas.

Tabela 6 – Características geométricas das pré-câmaras

| Especificações | PCA1 | PCA2 | PCB1 | PCB2 |
|---------------------------------------|-----------|-----------|------------|------------|
| Nº de orifícios centrais | 1 | 1 | 1 | 1 |
| diâmetro do orifício central (mm) | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 |
| Nº de orifícios laterais | 4 | 6 | 4 | 6 |
| Diâmetro dor orifícios laterais (mm) | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 |
| Volume (% / mm ³) | 2,5 / 860 | 2,5 / 860 | 3,0 / 1030 | 3,0 / 1030 |
| Razão área/volume (mm ⁻¹) | 0.022 | 0.030 | 0.018 | 0.025 |

Fonte: Autor

Foram utilizados dois materiais para avaliar a necessidade de uma maior condutividade térmica para dissipar o calor produzido na pré-câmara, necessidade essa identificada em estudos anteriores desenvolvidos na UFMG (SÁ, 2001). Os materiais utilizados foram uma liga de cobre, cromo e zircônio CuCr1Zr e aço inoxidável I304, cujas propriedades são apresentadas na Tabela 7. A liga específica de CuCr1Zr foi utilizada pela Masserati em uma patente (BEDOGNI *et al.*, 2019) e foi escolhida por possuir propriedades mecânicas similares as do aço e uma condutividade térmica de 325 W/m.K à 100°C, aproximadamente 20 vezes maior que a do aço, 16,2 W/m.K. Dessa forma, não foi necessário mudar a geometria das pré-câmaras devido ao seu material e as pré-câmaras de CuCr1Zr tem um potencial muito maior de dissipar o calor. As oito pré-câmaras utilizadas são mostradas na Figura 22.

Tabela 7 - Propriedades e composição química das ligas utilizadas na construção das pré-câmaras

| Propriedades | Composição Química | | | | |
|-------------------------------|--------------------|---------|--------|------------|----------|
| | Aço Inox. 304 | CuCr1Zr | | | |
| Resistência a Tração [Mpa] | 515 | 475 | | | |
| Limite De Escoamento [Mpa] | 306 | 310 | | | |
| Dureza Brinell [HB] | 201 | 175 | | | |
| Módulo de Elasticidade [Gpa] | 193 | 125 | | | |
| Densidade kg/m ³ | 8000 | 8910 | | | |
| Cond. Térm. a 100°C [Wm.K] | 16,2 | 325 | | | |
| Calor Espec. a 100°C [J/kg.K] | 500 | 370 | | | |
| | | | C [%] | 0,08 | --- |
| | | | Mn [%] | 0,08 | --- |
| | | | Si [%] | 0,75 | ≤0,1 |
| | | | P [%] | 0,045 | --- |
| | | | S [%] | 0,045 | --- |
| | | | | 18,0 - | 0,50 - |
| | | | Cr [%] | 20,0 | 1,20 |
| | | | Ni [%] | 8,0 - 10,5 | --- |
| | | | N [%] | 0,1 | --- |
| | | | Cu [%] | --- | restante |
| | | | | | 0,03 - |
| | | | Zr [%] | --- | 0,30 |
| | | | Fe [%] | restante | ≤ 0,08 |

Fonte: Adaptado de DM CONSULTING AND ENGINEERING (2019) e Metalcor (2021)

Figura 22 – Pré-câmaras



Fonte: Autor

Optou-se nesse trabalho pela utilização de etanol hidratado como combustível. Quando comparado a gasolina, ele apresenta maiores valores de calor latente de vaporização e número de octanos. Isso faz com que ele seja mais resistente a fenômenos de combustões anormais (como a detonação) e permite motores com valores maiores de razão volumétrica de compressão, algo muito desejado em motores de alta eficiência de conversão de combustível (KALE e KRISHNASAMY, 2022). Além disso, como o etanol é um combustível renovável feito a partir de matéria vegetal cultivada (principalmente cana de açúcar no Brasil) a captura de CO₂ da atmosfera na etapa de cultivo resulta numa redução considerável das suas emissões

de gás carbônico ao longo de seu ciclo (PEREIRA *et al.*, 2019). Algumas propriedades do etanol anidro e da gasolina são apresentadas na Tabela 8.

Tabela 8 - Propriedades da gasolina e do etanol anidro

| Propriedade | Gasolina | Etanol |
|---|-----------|----------------------------------|
| Fórmula Química | C5 - C12 | C ₂ H ₅ OH |
| Densidade (à 15°C) | 750 - 765 | 785 - 809,9 |
| Poder calorífico inferior (MJ/kg) | 44 | 26,9 |
| Calor latente de vaporização (kJ/kg) | 380-400 | 900-920 |
| Pressão de vapor <i>Reid</i> à 37,8°C (kPa) | 53-60 | 17 |
| Razão ar combustível estequiométrica | 14,2-15,1 | 8,97 |
| RON | 91-100 | 108,61 - 110 |

Fonte: Adaptado de Masum *et al* (2013)

3.2 Métodos

Essa seção é dividida em duas partes, uma trata a metodologia experimental utilizada nos ensaios de caracterização de *sprays* e a outra trata da metodologia experimental utilizada nos ensaios de desempenho de motores. Em ambas são descritos os procedimentos de realização dos ensaios, bem como a metodologia de coleta, tratamento e análise dos dados.

3.2.1 Metodologia experimental em ensaios de caracterização de sprays

Os ensaios de caracterização de *spray* têm como objetivo a análise de determinadas propriedades do *spray* de combustível úteis para o estudo da formação da mistura ar combustível no motor. As variáveis medidas foram o ângulo de cone e a penetração, que foram medidos com o ensaio de *shadowgraph*, e o diâmetro das gotículas do *spray*, que foi medido com o ensaio de *Phase Doppler Anemometry*

3.2.1.1 *Shadowgraph*

Considerando que o processo completo de injeção de combustível tem no geral menos de 10 ms de duração, o *spray* é uma estrutura complexa e de difícil visualização. Dessa forma, o uso do método de *shadowgraph* se faz particularmente útil para determinar suas fronteiras. Nessa técnica, uma fonte de luz e um difusor são

utilizados ao fundo do fenômeno e uma câmera é posicionada para identificar a massa injetada através da sua sombra gerada. Para realização do ensaio de *shadowgraph* a frequência de injeção do *spray* e a frequência de aquisição de imagens da câmera foram ajustadas de forma que o tempo entre cada injeção resulte em um número inteiro de imagens. Dessa forma a n-ésima imagem de cada injeção captura o *spray* tendo se passado o mesmo intervalo de tempo desde a injeção. A condição de frequência de injeção adotada foi equivalente a uma rotação do motor de 2000 rpm. A duração de injeção adotada foi 6,3 ms por ser um valor típico de duração de injeção na condição de rotação adotado. Tendo em vista a frequência de injeção e o limite de taxa de aquisição da câmera, essa foi adotada como 3300 fps. Dessa forma cada ciclo de injeção, ou seja, o intervalo entre os inícios de duas injeções consecutivas, teve uma duração equivalente a aproximadamente 198 frames. A obturação da câmera foi alterada de forma que os valores dos *pixels* das imagens geradas tenham o maior alcance possível sem que ocorra saturação de branco na imagem. O fluido de ensaio utilizado em todos os ensaios de caracterização de injetores foi o exsol D60, pois esse fluido possui propriedades físicas semelhantes ao etanol, mas não é tão inflamável. As medições de ângulo de cone e penetração foram feitas em apenas um plano pois o *spray* testado é simétrico. A Figura 23 apresenta uma imagem típica de um *spray* visualizado pela técnica *shadowgraph*.

Figura 23 - Exemplo de imagem de *Shadowgraph*

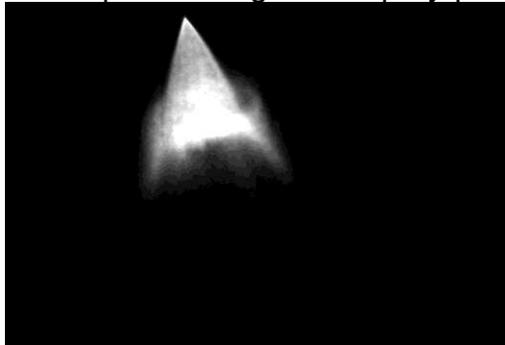


Fonte: Autor

É possível observar que além do *spray* são visíveis o injetor e o difusor de luz ao fundo, elementos que dificultariam a determinação da fronteira do *spray* por uma rotina computacional. Por isso no tratamento das imagens é feita uma subtração das imagens com *spray* de uma imagem apenas com o plano de fundo, de forma que o único elemento da imagem seja o *spray*. Além disso é aplicado um filtro de média para

diminuir eventuais ruídos na imagem. A mesma imagem apresentada na Figura 23 é apresentada já tratada na Figura 24.

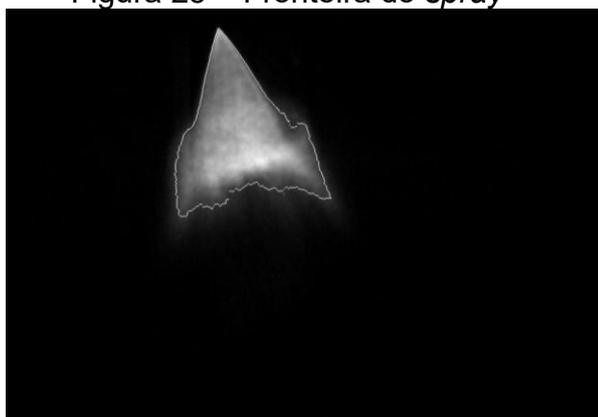
Figura 24 – Exemplo de imagem de *spray* pós-tratamento



Fonte: Autor

As fronteiras do *spray* puderam então ser identificadas estabelecendo um valor de *pixel* acima do qual passa a ser considerado *spray*. O número específico varia de ensaio para ensaio, e a sua determinação é feita pela avaliação visual da fronteira detectada. A Figura 25 mostra a fronteira detectada no *spray* mostrado na Figura 24 com um valor de fronteira de 50 (em uma imagem preto e branco o valor de *pixel* vai de 0, preto, até 255, branco).

Figura 25 – Fronteira do *spray*



Fonte: Autor

A partir das fronteiras laterais dos 40 *pixels* mais próximos do orifício do injetor, foram aproximadas retas por ajustes lineares. O ângulo de cone é, então, definido como o ângulo entre essas retas, conforme a Figura 26. A penetração é definida como a distância vertical mais afastada do *spray* com relação ao injetor, conforme a Figura 27.

Figura 26 – Metodologia para determinação do ângulo de cone: a) *spray* com todos os dados de posição; b) *Spray* com os 40 pontos mais próximos do injetor

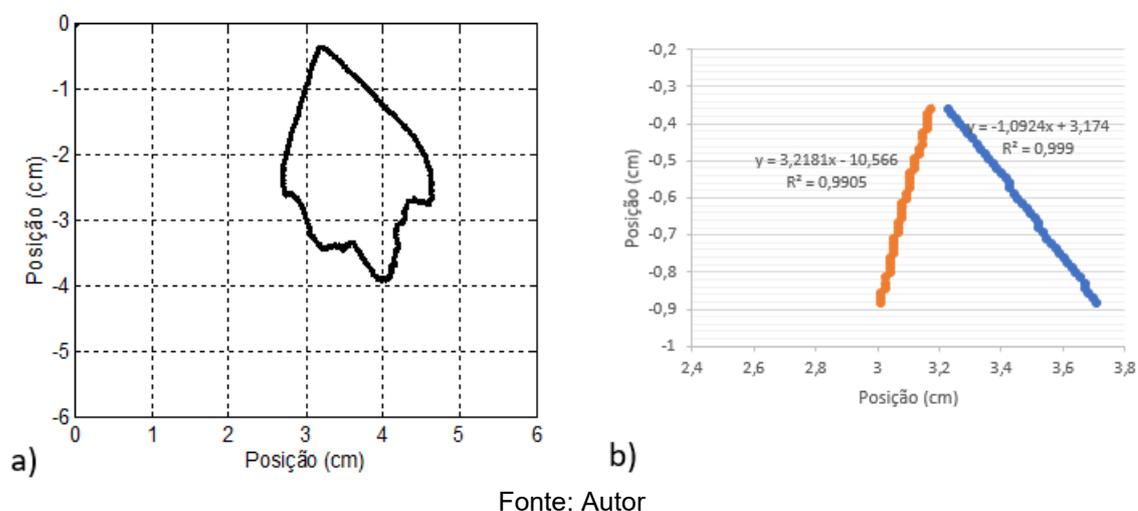
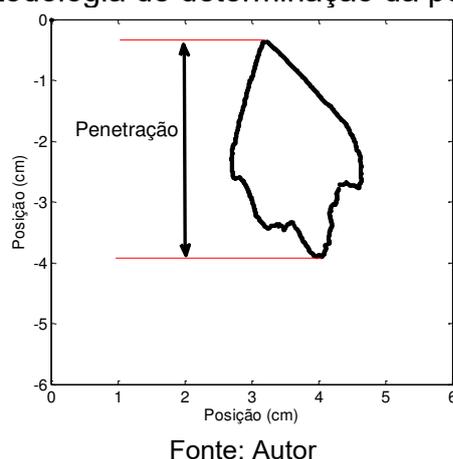


Figura 27 - Metodologia de determinação da penetração vertical



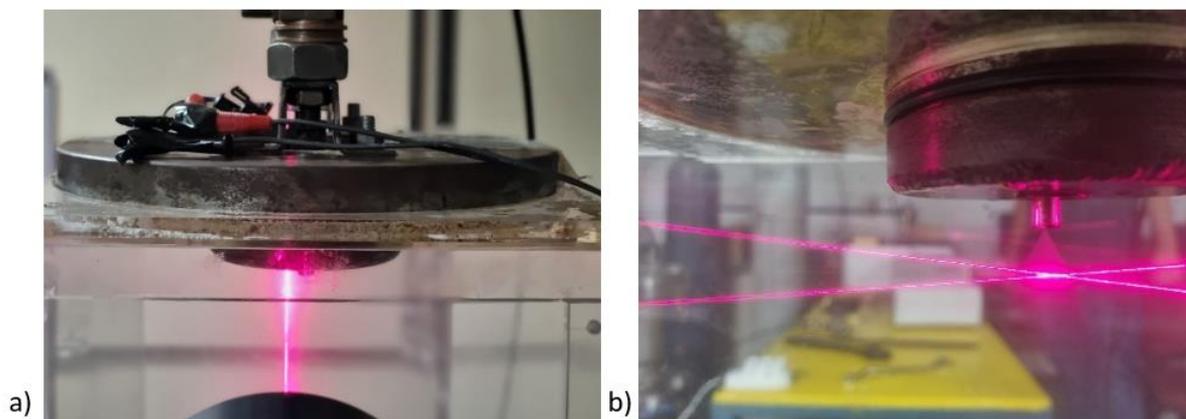
Os ensaios de *Shadowgraph* foram realizados tanto em uma câmara em condição de pressão atmosférica quanto em uma câmara com contrapressão. Em ambos os ensaios as pressões de injeção testadas foram 50 bar, 60 bar, 70 bar e 80 bar. As contrapressões testadas foram 0, 10, 20 e 30 bar.

3.2.1.2 Phase Doppler Anemometry

O ponto de medição de interesse para o teste de *phase doppler anemometry* foi à 12 mm de distância vertical e 10 distância horizontal do injetor com o objetivo de se analisar o diâmetro e a velocidade das partículas do *spray* em um estágio

intermediário de desenvolvimento. O posicionamento do volume de medição em relação ao injetor é mostrado na Figura 28.

Figura 28 - Posicionamento do volume de medição em relação ao injetor: (a) vista frontal; (b) vista lateral



Fonte: Autor

A sonda transmissora foi posicionada a uma distância de 300 mm do volume de medição, devido à distância focal da lente utilizada, para que os feixes de *laser* converjam sobre o volume de medição. A célula receptora foi posicionada a uma distância de 310 mm do volume de medição e a um ângulo de 56° em relação a célula transmissora devido a sua distância focal. O sinal captado pela célula receptora foi processado e analisado por um processador de dados *Burst Spectrum Analyzer*, que estima a velocidade e o diâmetro das partículas que passam pelo volume de controle pelas frequências dos feixes após a refração. O programa *Dantec Dynamics BSA Flow* adquire e processa os dados e permite o monitoramento e controle em tempo real dos parâmetros de ensaio. As pressões de injeção utilizadas foram 50 bar, 60 bar, 70 bar e 80 bar.

3.2.2 Metodologia experimental em ensaios de desempenho de motores

O ensaio de desempenho de motores tem como objetivo controlar a operação do motor em uma determinada condição de operação, determinado pelo binômico rotação e carga, e medir os principais parâmetros de desempenho, combustão e emissões do motor. Nesse trabalho os parâmetros de interesse são a eficiência de conversão de combustível indicada e as emissões específicas de poluentes. Para avaliar o desempenho do motor operando com as pré-câmaras em ampla faixa de

carga e rotação, foram escolhidas cinco condições de rotação do eixo virabrequim e pressão média efetiva indicada (IMEP), chamados de pontos de operação, que são apresentadas na Tabela 9. A escolha desses pontos foi feita com base no mapa de operação do motor de aplicação que será utilizado na etapa final do projeto do qual este trabalho faz parte. Dessa forma, os modelos calibrados com os resultados experimentais obtidos estariam mais próximos dos pontos de operação do motor de aplicação que serão posteriormente adaptados para simular. É esperado que isso reduza os custos e o tempo relacionado a essa adaptação. Os ensaios foram realizados no motor utilizando tanto a operação convencional de ignição com centelha quanto operando com as pré-câmaras para que possa ser comparado o desempenho das pré-câmaras entre si e possa ser mensurado o potencial que a ignição com pré-câmara tem de melhorar os parâmetros de desempenho avaliados.

Tabela 9 - Pontos de operação testados

| Ponto de operação | Rotação do motor | IMEP |
|-------------------|------------------|------|
| 1 | 1500 | 10,8 |
| 2 | 2000 | 6,8 |
| 3 | 3000 | 7 |
| 4 | 3000 | 13 |
| 5 | 4000 | 18 |

Fonte: Autor

No iniciar o ensaio, a bancada de controle foi utilizada para comandar o dinamômetro de bancada ativo e elevar a rotação do motor para a rotação do ponto a ser ensaiado. O *software* AVL Puma foi então utilizado para ajustar valores iniciais para os parâmetros de avanço de injeção, duração de injeção, começo de injeção, buscando valores de segurança e próximos do objetivo tendo como base ensaios anteriores. Com o acionamento da ignição e da injeção, a combustão no motor é iniciada e passa ser possível medir o fator lambda do motor. A duração de injeção foi então alterada para que o motor esteja operando em condição estequiométrica.

A pressão do coletor de admissão foi controlada em conjunto com a duração de injeção para que seja alcançada a condição de IMEP desejada e a combustão seja mantida em condição estequiométrica. Nos pontos de operação 1, 2 e 3 o motor operou no modo naturalmente aspirado, enquanto em outros nos pontos 4 e 5 o motor foi sobrealimentado. Nos pontos naturalmente aspirados a válvula borboleta foi ajustada para se controlar a pressão no coletor. Nos pontos sobrealimentados, a

pressão de admissão foi calibrada a partir da abertura da válvula de controle do compressor.

O avanço de ignição foi então alterado para alcançar o máximo valor de torque no eixo ao mesmo tempo observando e se necessário mitigando a ocorrência da a detonação que ocorre durante o processo de ajuste do avanço. Em seguida, foram variados os valores de ângulo de injeção e pressão de injeção buscando os melhores valores possíveis de coeficiente de variância do IMEP (CoV-IMEP), indicando que o desempenho do motor está estável, e de *MFB*₁₀₋₉₀, indicando que a duração da combustão está tão curta quanto possível. Assim, foram adquiridos os dados do desempenho e emissões. As variáveis obtidas pelo IndiCon foram obtidas através de uma média de 200 ciclos do motor, enquanto as obtidas pelo Puma foram obtidas pela média de aproximadamente 60s de aquisição.

Como as pré-câmaras apresentavam volumes diferentes, a troca delas acarretava uma variação na razão volumétrica de compressão do motor, um parâmetro que afeta de forma significativa o seu desempenho. Foram utilizados espaçadores de 0,1 mm e 0,2 mm de espessura para variar de forma controlada o volume morto da câmara de combustão e compensar o efeito do volume das pré-câmaras na razão volumétrica de compressão. O objetivo dessa alteração é manter constante esse parâmetro, eliminando dessa forma uma influência indesejada nos resultados da pesquisa. A adição dos espaçadores aumenta a distância entre o calço central do eixo virabrequim e o cabeçote e, por consequência, também do cabeçote e do PMS, aumentando o volume da câmara de combustão e reduzindo a razão volumétrica de compressão.

As emissões de gases poluentes constituem um parâmetro importante na avaliação do desempenho de um motor. As emissões mais utilizadas para avaliação de desempenho em motores são as emissões específicas de dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos ainda restantes da combustão (HC) e de óxidos de nitrogênio (NO_x). As emissões desses gases geralmente são medidas em fração de volume, sendo necessário transformar essas emissões em específicas, que mede a massa de cada um desses gases que foi emitida por unidade de energia produzida pelo motor. Para realizar essa conversão foi utilizada como referência os trabalhos de Costa (2017) e Roso (2019) que por sua vez seguiram as recomendações da norma 40 CFR (CODE OF FEDERAL REGULATIONS). Para isso são utilizadas as

massas molares dos componentes em questão, que estão dispostas na Tabela 10, sendo necessário calcular a massa molar média dos gases de emissão (Equação 12).

Tabela 10 - Massa molar dos gases de escapamento

| Componente | Massa molar [g/mol] |
|-----------------|---------------------|
| HC | 15,03 |
| CO | 28,01 |
| N ₂ | 28,01 |
| NO | 30,01 |
| CO ₂ | 44,01 |

Fonte: (HEYWOOD, 2018)

$$\begin{aligned}
 MM_{exh} = & MM_{HC} * CV_{HC} * 10^{-6} + MM_{CO} * CV_{CO} * 10^{-2} + \\
 & MM_{CO_2} * CV_{CO_2} * 10^{-2} + MM_{NO_x} * CV_{NO_x} * 10^{-6} \\
 & + MM_{N_2} * (1 - CV_{HC} * 10^{-6} - CV_{CO} * 10^{-2} - CV_{CO_2} * 10^{-2} - CV_{NO_x} * 10^{-6})
 \end{aligned} \tag{12}$$

Onde:

MM_x : é a massa molar de determinado componente dos gases de exaustão, em g/mol

CV_x : é a concentração volumétrica de determinado componente dos gases de exaustão, em porcentagem do volume [%Vol.] para monóxido e dióxido de carbono e partes por milhão para o caso dos hidrocarbonetos e dos óxidos de nitrogênio.

A massa molar dos hidrocarbonetos foi estimada pela Equação 13. Para fins de cálculo, as emissões NO_x foram aproximadas as de NO, que representa 95% das emissões de óxidos de nitrogênio.

$$MM_{HC} = 12,01 + 1,008y \tag{13}$$

A variável y é a razão entre o número de mols de hidrogênio e carbono (H/C), que é função do combustível utilizado. No caso do etanol, de fórmula C_2H_5OH , é igual a 3. A água presente no combustível e no ar não é levada em consideração pois o analisador TM132 realiza a análise das emissões em base seca. Com esses valores então é possível utilizar as equações 14, 15, 16 e 17 para determinar as emissões específicas de CO_2 , CO, HC e NO_x , respectivamente.

$$ISHC = 1000 * \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{P_i} * \frac{MM_{HC}}{MM_{exh}} * CV_{HC} * 10^{-6} \quad (14)$$

$$ISNO = 1000 * \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{P_i} * \frac{MM_{NO}}{MM_{exh}} * CV_{NO} * 10^{-6} \quad (15)$$

$$ISCO = 1000 * \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{P_i} * \frac{MM_{CO}}{MM_{exh}} * CV_{CO} * 10^{-2} \quad (16)$$

$$ISCO_2 = 1000 * \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{P_i} * \frac{MM_{CO_2}}{MM_{exh}} * CV_{CO_2} * 10^{-2} \quad (17)$$

3.2.3 Incerteza dos dados experimentais

O procedimento adotado para o cálculo das incertezas de medição dos resultados dos testes experimentais foi elaborado baseando-se nas recomendações dadas por Albertazzi e Souza (2008). As fontes de incerteza podem ser divididas em procedimentos estatísticos, do tipo A, e procedimentos não estatísticos, do tipo B. As incertezas do tipo A provém de medições repetidas do mesmo objeto de medição e podem ser calculadas dividindo a variância dos resultados obtidos pela raiz do número de medições feitas. As incertezas do tipo B consideram o comportamento aleatório da fonte de incerteza, obtidas por informações técnicas do sistema de medição, certificado de calibrações ou pelo histórico de medições. Quando mais de uma fonte de incerteza incide sobre a mesma variável G , elas podem ser combinadas pela Equação 18.

$$u_c^2(G) = \left[\frac{\partial f}{\partial X_1} * u(X_1) \right]^2 + \left[\frac{\partial f}{\partial X_2} * u(X_2) \right]^2 + \dots + \left[\frac{\partial f}{\partial X_n} * u(X_n) \right]^2 \quad (18)$$

Onde:

u_c é a incerteza combinada da grandeza de interesse;

f é uma função matemática, contínua e derivável que relaciona G com as grandezas de entrada;

$u(X_i)$ é a incerteza padrão associada a variável de entrada X_i ;

$\frac{\partial f}{\partial X_i}$ é a derivada parcial de f com relação a variável de entrada X_i .

A incerteza expandida U compreende o intervalo dentre do qual espera-se encontrar o erro aleatório de um processo de medição para uma determinada

probabilidade, no geral 95%. Ela é calculada pela Equação 19. O coeficiente de *Student* (t) utilizado nessa equação deve ser determinado levando em consideração a probabilidade que quer atingida pela incerteza expandida e pelo número de medições feitas para medir a variável em questão (ALBERTAZZI e SOUZA, 2008).

$$U = t * u_c \quad (19)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesse capítulo são apresentados os resultados obtidos nos ensaios experimentais realizados, bem como uma análise criteriosa com o objetivo de propor explicações para os fenômenos observados. Numa primeira seção são explorados os resultados obtidos nos ensaios com *sprays* e na segunda seção são explorados os resultados obtidos nos ensaios de desempenho de motores.

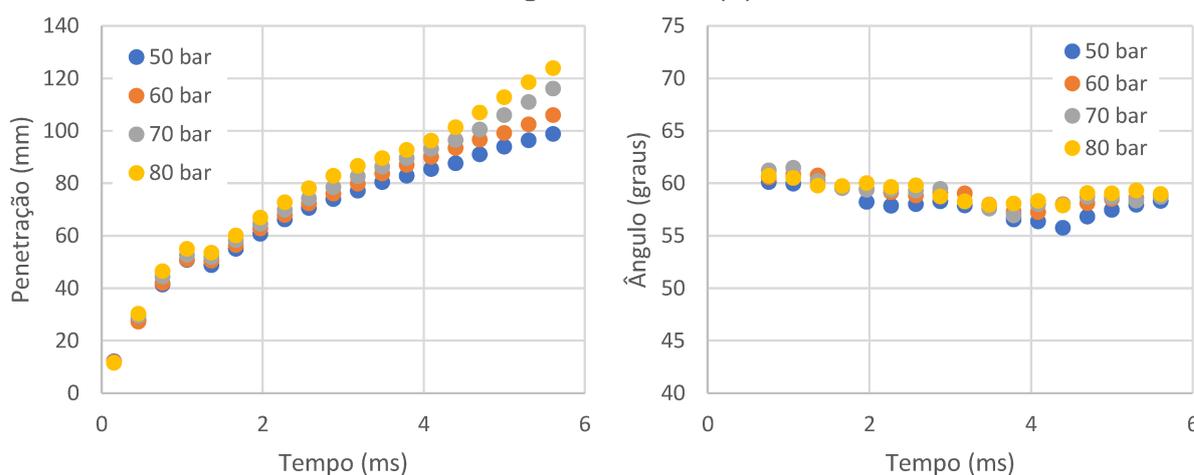
4.1 Resultados obtidos nos ensaios de caracterização de *spray*

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados dos ensaios de caracterização de *spray*, primeiramente os ensaios de caracterização macroscópica do *spray* (*shadowgraph*) em seguida os de caracterização microscópica (*PDA*).

4.1.1 Resultados dos ensaios de *shadowgraph*

A Figura 29 apresenta os resultados de ângulo de cone e penetração dos ensaios à pressão atmosférica.

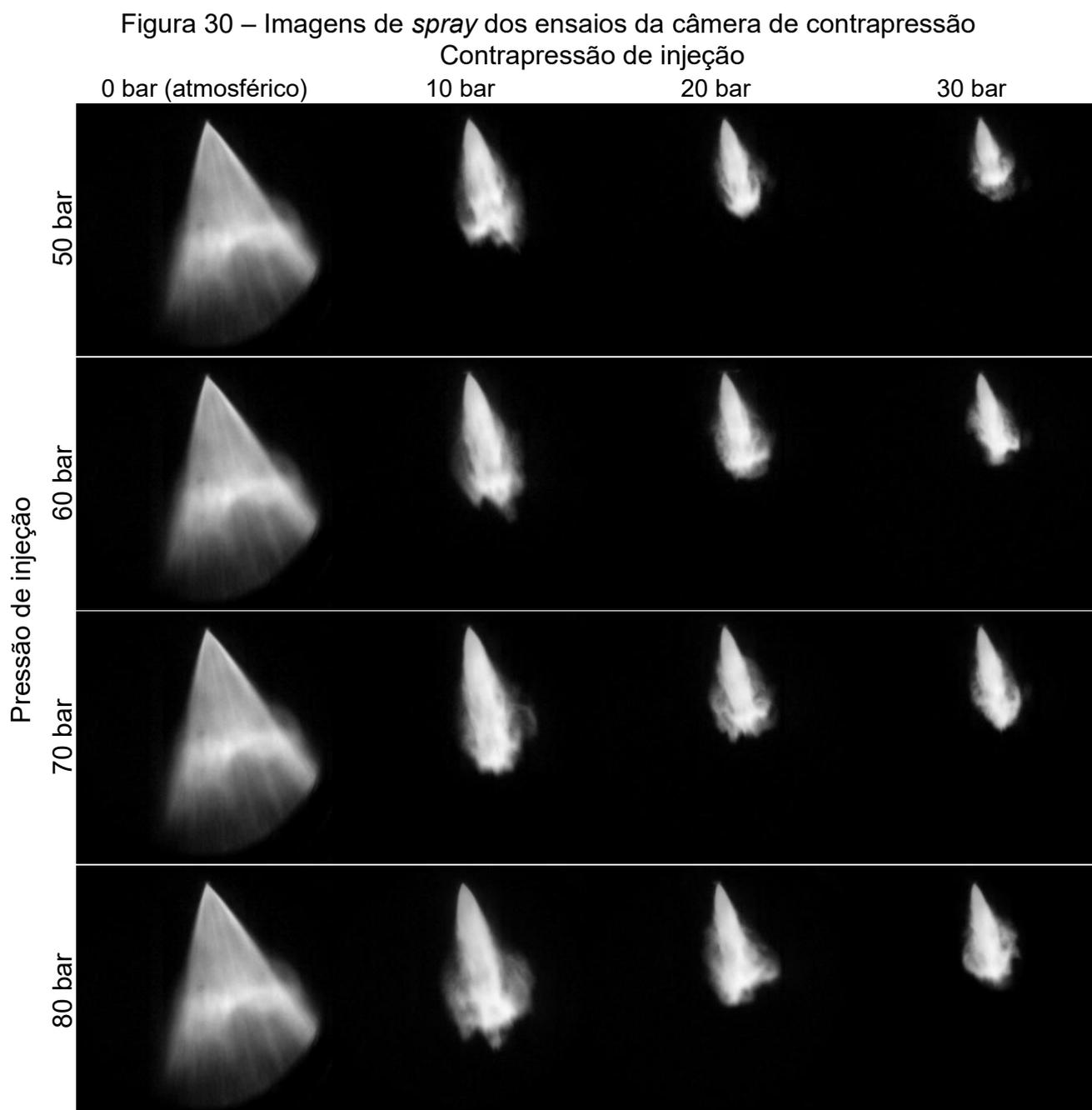
Figura 29 - Resultados dos ensaios de *spray* a pressão atmosférica: Penetração (a) e ângulo de cone (b)



Fonte: Autor

É possível observar no gráfico de penetração que conforme a pressão de injeção sobe, o *spray* tende a ter uma maior penetração para um mesmo tempo desde a injeção. Isso ocorre, pois, uma maior pressão de injeção resulta numa maior

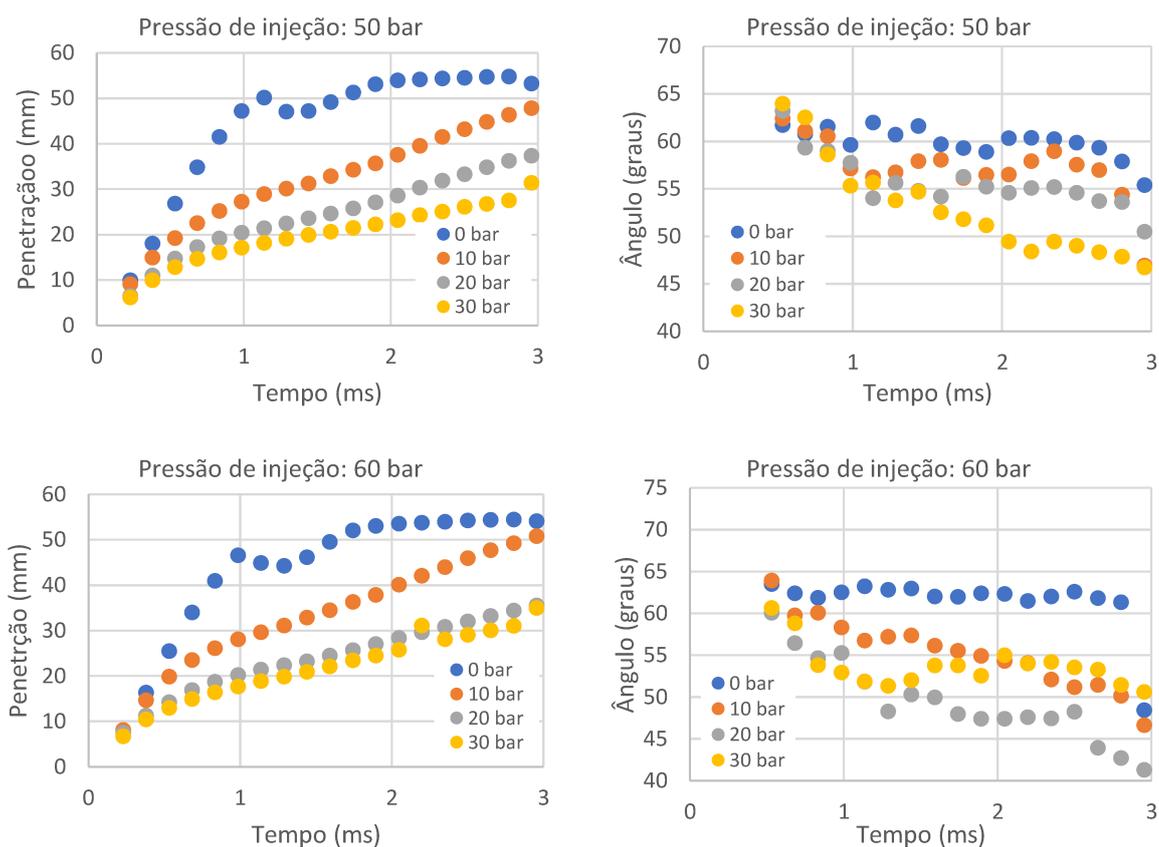
velocidade das gotículas do *spray* na saída do injetor e, portanto, alcançam uma maior penetração no mesmo intervalo de tempo. Com relação ao ângulo de cone, é possível observar que não há uma influência visível da pressão de injeção sobre o ângulo de cone. Mesmo com relação ao tempo de injeção o ângulo de cone permanece razoavelmente constante, variando aproximadamente de 53° para 50° . A Figura 30 mostra imagens dos *sprays* em condições de contrapressão 1,4 ms após a injeção.

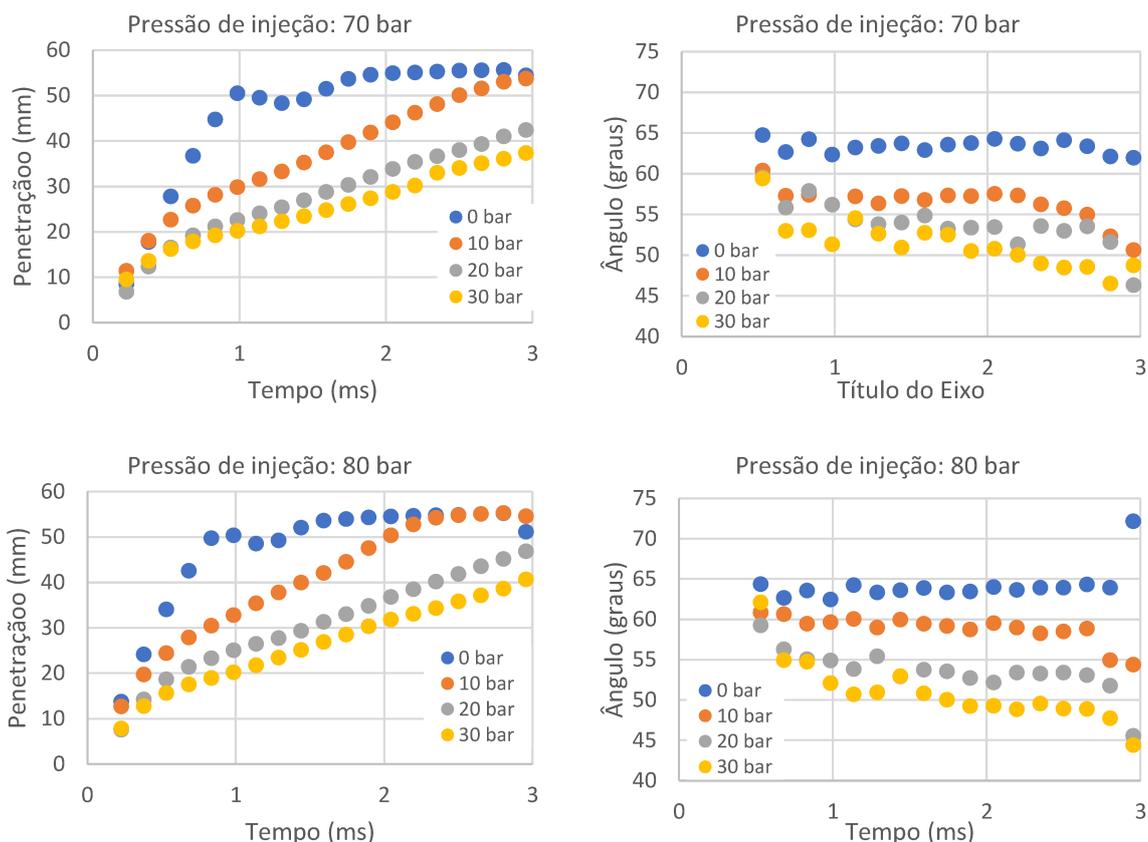


Fonte: Autor

É possível observar que a contrapressão de injeção tem grande influência sobre o spray. Mesmo que para todas as condições de injeção tenha se passado o mesmo tempo desde a injeção, a penetração alcançada em condições de maior contrapressão é visivelmente menor. Com o aumento da contrapressão, as forças de resistência do meio aumentam, o que reduz a penetração do *spray*. Esse aumento também tende a reduzir a expansão lateral do spray, o que pode ser observado por aparentes menores valores de ângulo de cone, principalmente se comparado os ensaios com 0 bar de contrapressão com os demais. É possível observar também que a formação de névoa e vórtices na extremidade do *spray* é mais proeminente em condições de menor contrapressão. A Figura 31 mostra os valores obtidos para penetração e ângulo de cone dos ensaios com contrapressão.

Figura 31 – Resultados dos ensaios de *shadowgraph* com contrapressão





É possível notar que nos resultados de penetração não são observados valores acima de aproximadamente 55 mm. Isso ocorre pois os sprays, principalmente em condições de baixa contrapressão, alcançam o limite do visor da câmara de contrapressão. Com relação a penetração, observa-se as mesmas tendências que na análise da Figura 30. Quanto maior a contrapressão, menor a penetração do *spray* em um determinado instante. Quanto menor a pressão de injeção, no entanto, essa diferença é menos pronunciada. É possível observar também que quanto maior a pressão de injeção, maior a penetração para uma determinada condição de contrapressão.

4.1.2 Resultados dos ensaios de PDA

O ensaio de PDA mensura o diâmetro das gotículas do *spray* que passam pelo volume de medição, além de sua velocidade no sentido vertical e a velocidade no sentido tangencial ao plano dos *lasers*. Os resultados são apresentados na forma das distribuições de velocidades e diâmetros, médias de velocidade e dos diâmetros

médios dessas gotículas. As velocidades e diâmetros médios são apresentados na Tabela 11.

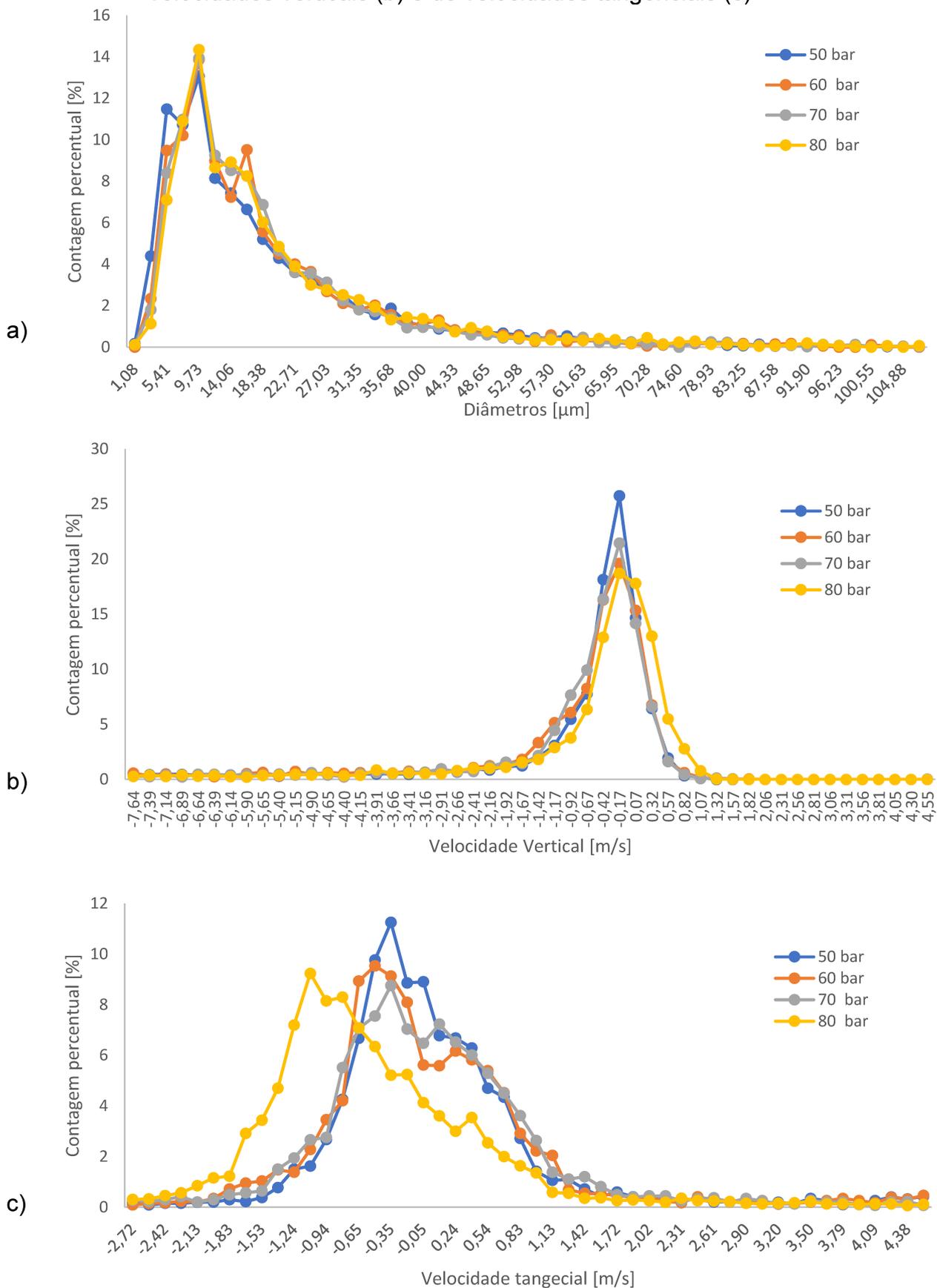
Tabela 11 - Diâmetros e velocidades médias do ensaio de PDA

| Pressão de injeção | D10 [µm] | D20 [µm] | D21 [µm] | D30 [µm] | D31 [µm] | D32 [µm] | D43 [µm] | Vel. Vert. [m/s] | Vel. Tan. [m/s] |
|--------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|------------------|-----------------|
| 50 bar | 18,63 | 24,23 | 31,53 | 30,07 | 38,22 | 46,32 | 58,74 | -0,82 | 0,06 |
| 60 bar | 18,85 | 24,04 | 30,66 | 29,76 | 37,40 | 45,63 | 59,47 | -0,92 | 0,01 |
| 70 bar | 18,81 | 24,08 | 30,82 | 30,08 | 38,03 | 46,94 | 61,95 | -0,85 | 0,02 |
| 80 bar | 19,82 | 25,29 | 32,27 | 31,27 | 39,28 | 47,82 | 61,56 | -0,62 | -0,50 |

Fonte: Autor

É possível observar que os diâmetros médios apresentam valores próximos e as velocidades se aproximam de 0. Isso pode ser explicado pela intensa formação de névoa que ocorre durante os ensaios de PDA devido a necessidade de muitas injeções para que seja captado um número suficientemente grande de gotículas. Dessa forma, como a injeção representa uma pequena fração do tempo, a maior parte das partículas medidas são da névoa que se forma na região de medição que possui velocidades próximas de 0 e uma distribuição de diâmetros médios de gota próxima entre as diferentes pressões de injeção. Outra possibilidade é que o volume de medição não se encontrava no *spray* propriamente dito. Uma dificuldade encontrada no ensaio foi garantir isso pois como o injetor *high pressure swirl* produz um *spray* de cone oco, o volume de medição deve ser posicionado nas bordas do *spray*, uma vez que nessas regiões se encontram a maior parte das gotículas. Dessa forma as velocidades e diâmetros das gotas medidos seriam realmente apenas as da névoa de gotículas formada pela injeção. As distribuições de velocidades e de diâmetros de gotas são apresentadas na Figura 32. Nelas é possível observar novamente uma tendência de uniformidade de diâmetros e de velocidades das gotículas medidas próximas de 0. Com relação a velocidade tangencial, na pressão de 80 bar são captadas velocidades levemente maiores em módulo.

Figura 32 – Resultados dos ensaios de PDA: Distribuições de diâmetros (a), de velocidades verticais (b) e de velocidades tangenciais (c)

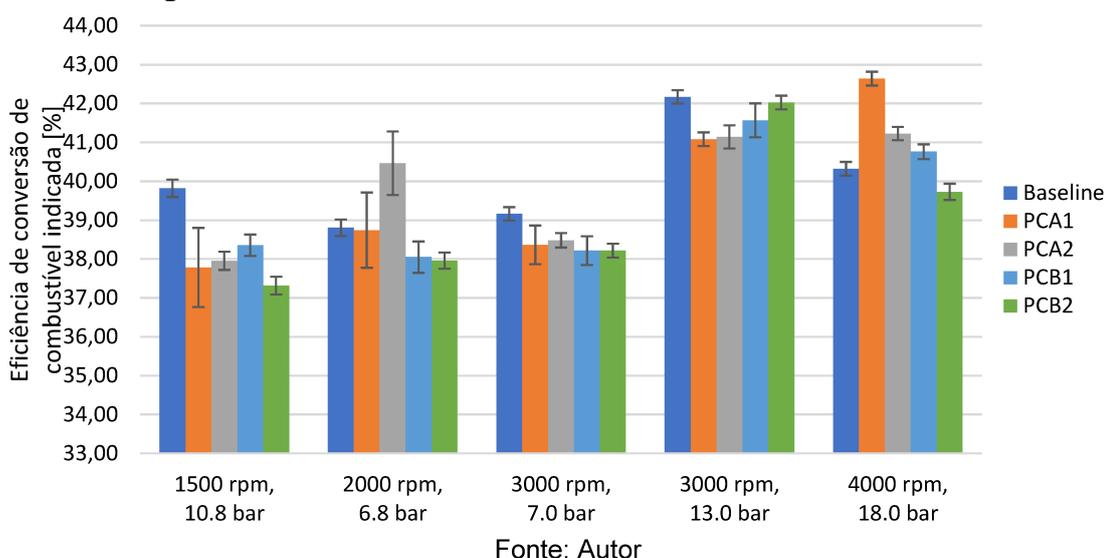


4.2 Resultados obtidos nos ensaios de desempenho de motores

As pré-câmaras de aço inoxidável I304 apresentaram grande instabilidade de combustão e ocorrência de pré-ignição. Esse fenômeno foi tão preponderante que em determinada condição foi possível zerar o tempo de carregamento da bobina da vela de ignição de forma que o motor continuasse operando sem a ocorrência de centelha. Isso pode ser explicado pelo aquecimento das pré-câmaras com menor condutividade e difusividade térmica, o que ocasiona a elevação de temperatura em determinadas regiões da superfície interna da pré-câmara de tal maneira que a combustão é iniciada de forma independente da centelha. Com essa combustão anormal, não foi possível controlar o processo de início da combustão e, portanto, a realização dos ensaios representou um risco a integridade estrutural do motor. Concluiu-se então que não seria possível realizar os ensaios de forma segura devido a ocorrência destas anomalias na combustão e por essa razão os testes com as pré-câmaras de aço inoxidável foram então abandonados, sendo que todos os resultados discutidos a seguir são provenientes dos testes feitos com as pré-câmaras de CuCr1Zr.

A Figura 33 mostra os valores de eficiência de conversão de combustível para todas as condições testadas. É possível observar que as pré-câmaras apresentaram um desempenho próximo umas das outras e inferior em comparação ao motor operando sem pré-câmara. Os dois pontos onde foi observado uma quebra dessa tendência foram os pontos de 2000 rpm e 6.8 bar de IMEP e o ponto de 4000 rpm e 18 bar de IMEP. No primeiro ponto, a pré-câmara com sete orifícios e 2,5% do volume do motor (PCA2) obteve o maior valor de eficiência de conversão de combustível. Já no segundo ponto, as pré-câmaras PCA1, PCA2, PCB1 obtiveram resultados melhores dos que o do motor original, sendo que a pré-câmara PCA1 obteve o melhor resultado nesse ponto. Essa discrepância entre esses pontos de operação e os demais pode ser explicada pelo processo de enchimento das pré-câmaras. Isso pode ter se dado pela rotação do motor coincidir com a frequência natural do conjunto de motor mais pré-câmara, fazendo com que as oscilações de pressão no motor concentrem os picos de pressão na região dos orifícios da pré-câmara, contribuindo para seu enchimento. Desta forma, as duas pré-câmaras que obtiveram melhor destaque foram as pré-câmaras PCA1 e PCA2.

Figura 33 – Eficiência de conversão de combustível indicada



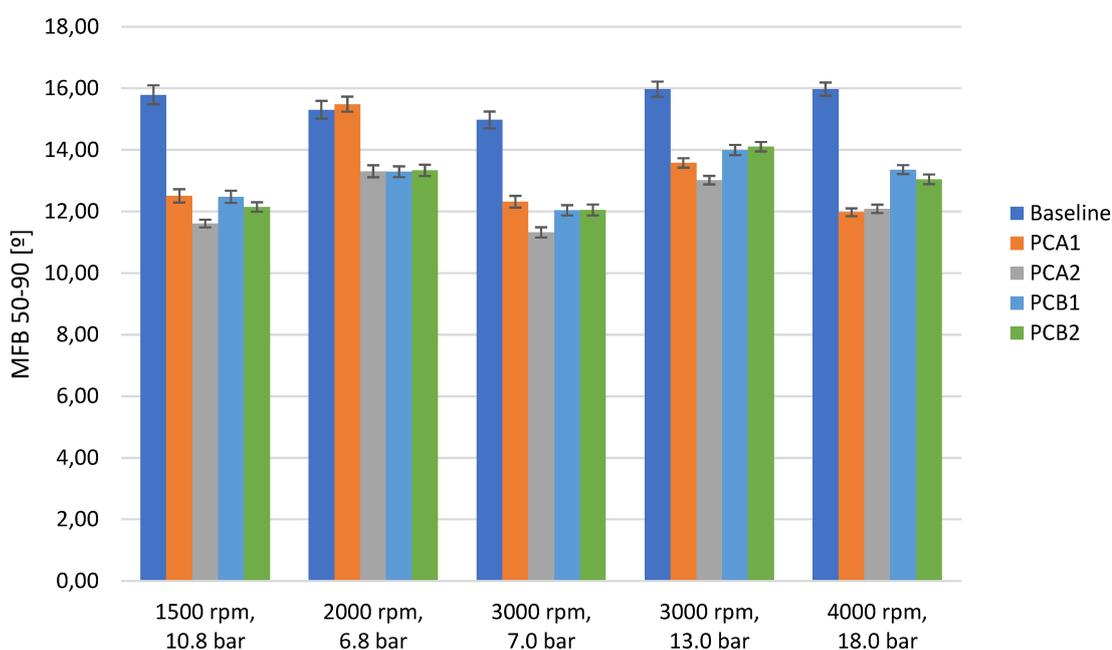
Comparando as pré-câmaras entre si, é possível observar que para a maioria dos pontos as pré-câmaras de menor volume apresentaram melhores valores de eficiência de conversão de combustível, que é um resultado de certa forma inesperado. Devido a um maior volume de mistura ar-combustível presente numa pré-câmara de maiores dimensões, é esperado que fossem obtidos jatos com maior energia cinética pois uma pré-câmara maior tem uma menor redução de pressão pela ejeção de uma mesma massa de gases parcialmente queimados. Entretanto, um efeito que pode explicar essa redução de eficiência é que o aumento do volume da pré-câmara acarreta uma maior área de troca de calor, o que tende a aumentar as perdas térmicas. A utilização de um material com maior condutividade térmica tende a aumentar ainda mais essas perdas de energia.

Comparando as pré-câmaras de menor volume, é possível observar que cada pré-câmara obteve ao menos um ponto onde obteve melhor desempenho, sendo que apresentaram resultados próximos, principalmente nas condições de 3000 rpm. Isso mostra que a ignição por jatos turbulentos é um fenômeno complexo, sendo que é difícil identificar a pré-câmara de melhor desempenho para uma ampla faixa de operações. Entretanto, as pré-câmaras PCA1, PCB1 e PCA2 apresentaram resultados promissores, o que mostra que há uma certa tendência de que seria possível melhorar o desempenho com uma pré-câmara de volume menor e com menor área de passagem do que as testadas.

A Figura 34 mostra os valores de MFB 50-90, que mensura a duração média da segunda metade da combustão de cada ponto de operação. É possível observar

que para a maioria das condições, as pré-câmaras tem valores menores de MFB 50-90 do que a configuração original, o que indica uma segunda metade da combustão mais rápida. Isso pode ser atribuído ao reacendimento da combustão na câmara principal em múltiplos pontos e a turbulência induzida na câmara principal pelos jatos de mistura parcialmente queimada, sendo que a turbulência é um fator determinante na velocidade da combustão.

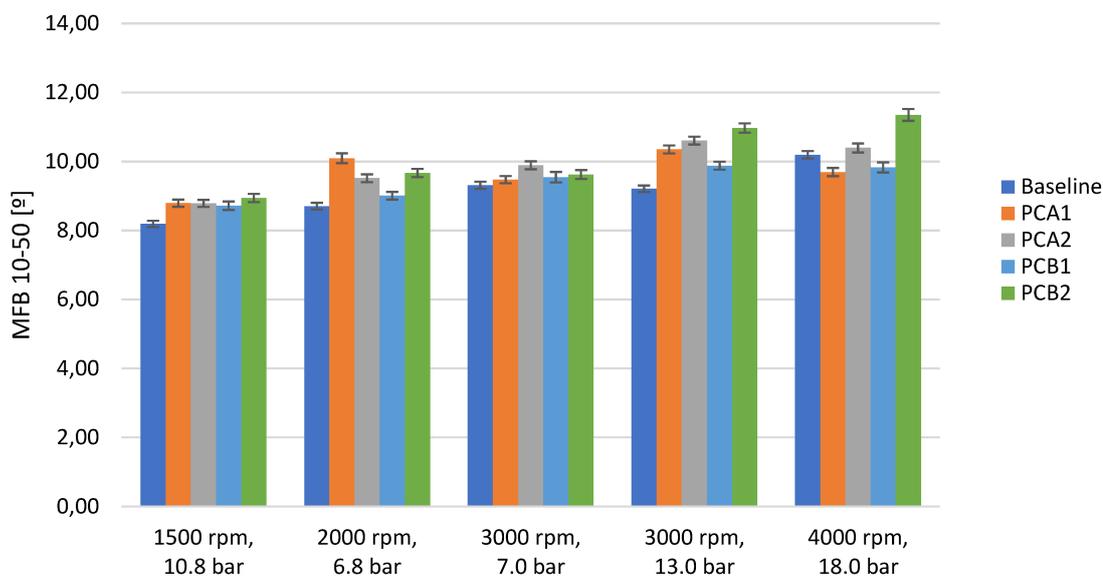
Figura 34 – MFB 50-90



Fonte: Autor

A Figura 35 apresenta os valores de MFB 10-50, que representam a duração da primeira metade da combustão. É possível observar que as pré-câmaras apresentam valores maiores se comparados ao motor operando com o sistema de ignição tradicional. Isso pode ser explicado pela própria dinâmica de funcionamento da pré-câmara, que precisa que a combustão se desenvolva no seu interior para que ocorra a ejeção dos jatos e o reacendimento na câmara principal. Assim, elas apresentam uma primeira metade mais lenta da combustão. Outra hipótese é de que os jatos estejam com uma penetração e turbulência menor do que o esperado, dificultando o começo da combustão na câmara principal. Os valores elevados de razão área de passagem e volume da pré-câmara também explicam essa menor turbulência.

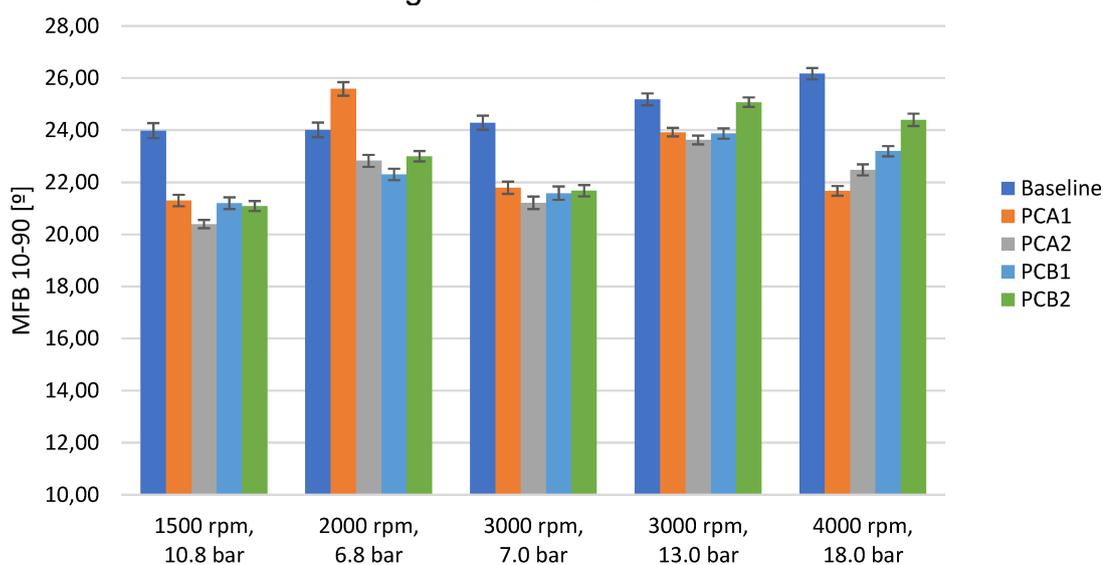
Figura 35 - MFB 10-50



Fonte: Autor

Entretanto a segunda metade da combustão da maioria das pré-câmaras foi de tal forma mais rápida que mesmo com a primeira metade da combustão mais lenta a combustão nas pré-câmaras foi mais rápida do que a do motor original em 19 das 20 diversas condições de operação de pré-câmara, como é possível observar na Figura 36. Um menor tempo de combustão resulta em menores chances de formação de sítios de ignição fora da frente de chama em desenvolvimento e com isso o motor se torna mais resistente a detonação.

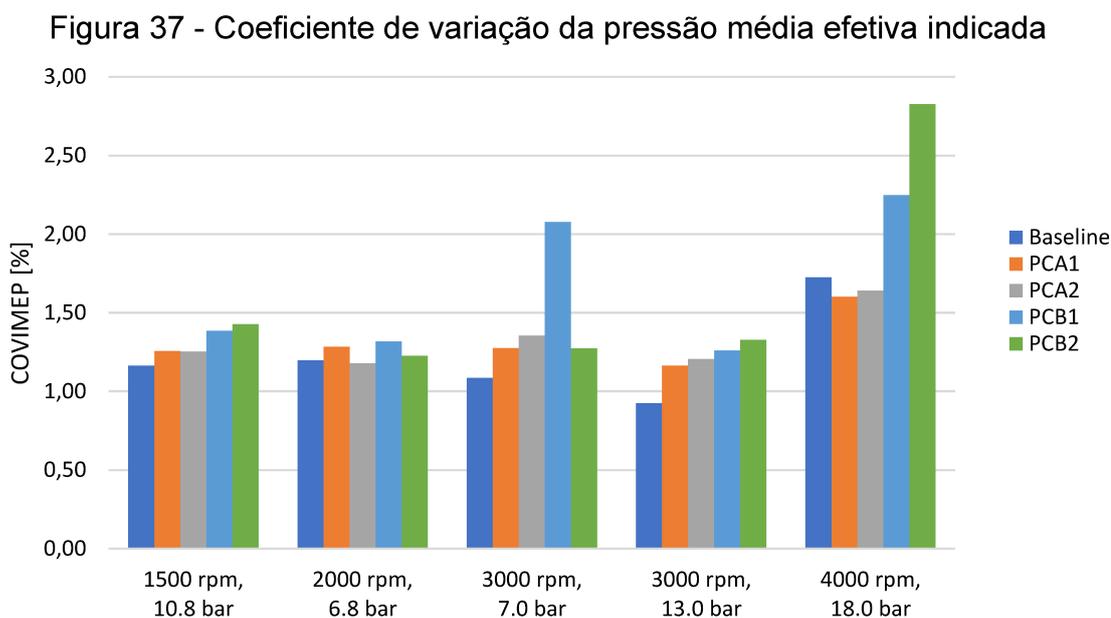
Figura 36 - MFB 10-90



Fonte: Autor

A Figura 37 mostra o valor do CoV – IMEP para cada condição de operação. Os valores de CoV – IMEP são a variância relativa dos valores de IMEP obtidos. Esse

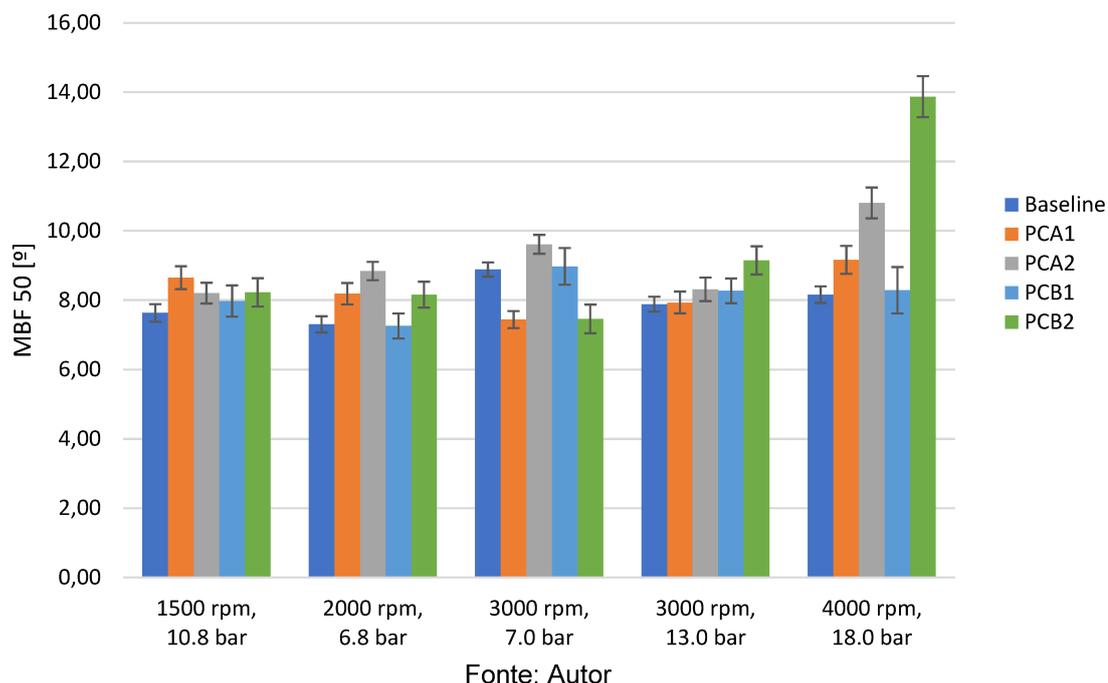
valor é um indicativo da estabilidade de combustão, sendo que valores altos podem indicar até falha de ignição. É possível observar maiores valores dessa variável para as pré-câmaras de maior volume no ponto de operação 5. Isso pode ser explicado pelo modo como a variação do volume da pré-câmara foi feita, pelo aumento do seu comprimento. Isso faz com que a turbulência da mistura ar combustível que entra no seu interior no tempo da compressão se dissipe antes de chegar na vela de ignição, prejudicando o início da combustão dentro da pré-câmara.



Fonte: Autor

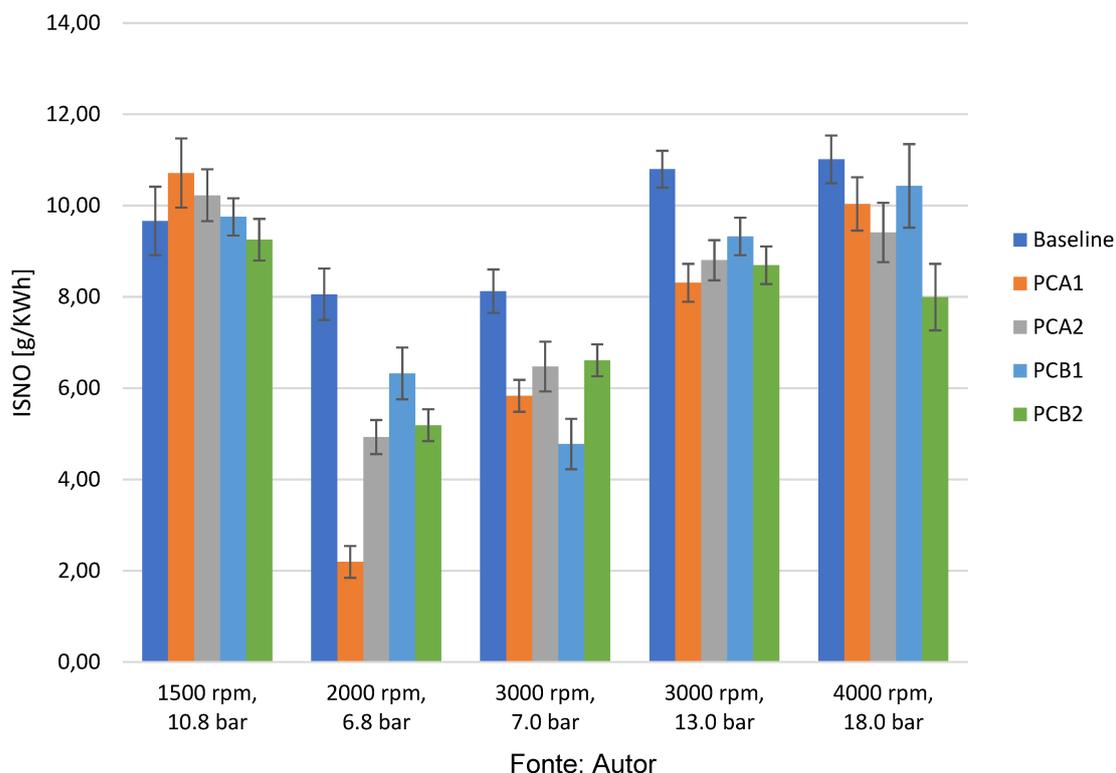
A Figura 38 mostra os valores de MFB 50 obtidos. Como já mencionado, os valores de avanço de ignição foram determinados por uma varredura que buscava a condição de MBT. Conforme publicado por Amman (1985) esses valores são alcançados com o valor de MFB 50 em torno de 4° a 10° . Isso pode ser observado na Figura 38, quando a maioria dos pontos de operação tem valores próximos ao esperado. Entretanto, outra questão levada em consideração foi a instabilidade da combustão e a ocorrência de detonação, observando-se valores elevados nas pré-câmaras PCA2 e PCB2 na condição de 4000 rpm e 18 bar de IMEP. Isso se explica pela instabilidade da combustão nessas condições, que também se observa pelos seus valores de CoV-IMEP, sendo que nessas condições o motor apresentou sinais de detonação e não foi possível operar em condições de MBT.

Figura 38 – MFB 50



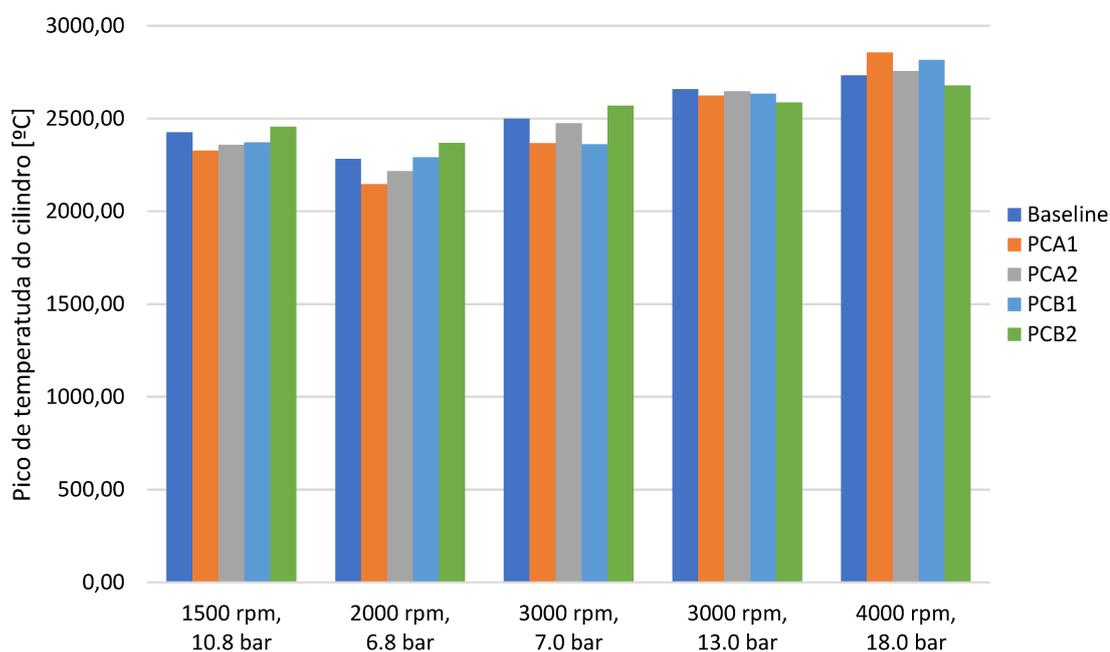
A Figura 39 mostra os valores de emissão específica de óxidos de nitrogênio. É possível observar que em todas as pré-câmaras houve redução das emissões deste poluente para a maioria dos pontos de operação. Isso pode ser atribuído à redução da temperatura de chama que ocorre com a passagem dos jatos pelos orifícios da pré-câmara, havendo assim uma significativa troca de calor entre os jatos e as paredes dos orifícios, levando ao enfraquecimento ou apagamento dos jatos durante essa passagem. Com isso, a temperatura média da combustão da mistura na câmara principal após o reacendimento dos múltiplos e especialmente distribuídos pontos de início de combustão diminui substancialmente, o que diminui a ocorrência da oxidação do nitrogênio em NO_x .

Figura 39 – Emissões específicas de óxidos de nitrogênio



A Figura 40 apresenta os valores médios de pico de temperatura de cilindro. É possível observar que em alguns pontos a formação de óxidos de nitrogênio, que é principalmente dependente da temperatura na câmara de combustão, acompanha o pico de temperatura do cilindro, em outros pontos, principalmente em rotações mais altas, isso não acontece. Isso pode ser explicado pela forma como o pico de temperatura da câmara de combustão é obtido, calculado a partir da curva de pressão medida. A temperatura obtida é, então, uma média ao longo do cilindro em um determinado tempo. Assim é possível que os pontos onde as emissões de óxidos de nitrogênio não acompanharam o pico de temperatura do cilindro sejam em decorrência de uma maior heterogeneidade da distribuição de temperatura, sendo que a oxidação do nitrogênio ocorre nas regiões de maior temperatura.

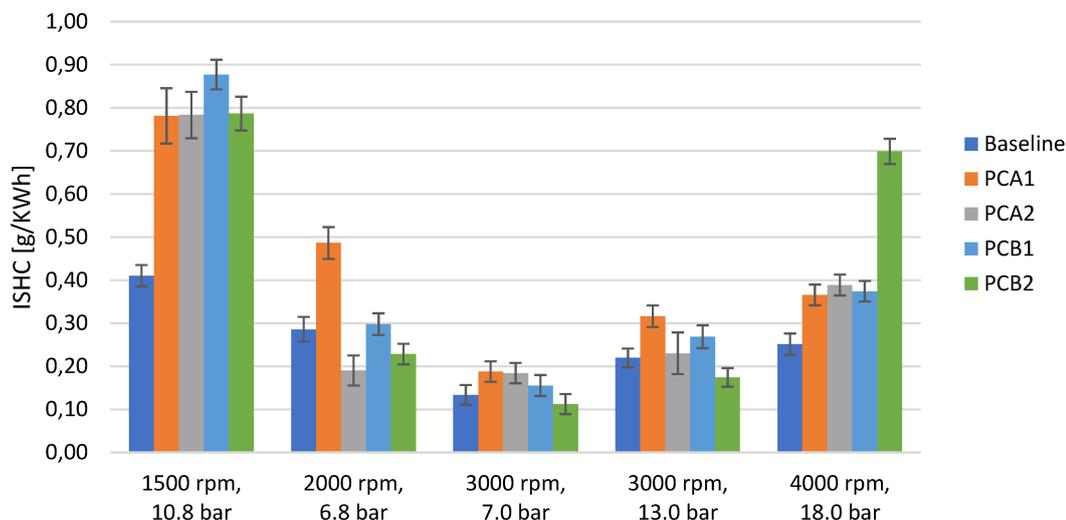
Figura 40 – Pico de temperatura na câmara de combustão



Fonte: Autor

A Figura 41 mostra as emissões de hidrocarbonetos para cada ponto de operação. Os valores de emissões de HC mostram os hidrocarbonetos que não foram queimados durante a combustão, sendo uma medida do quão completo foi esse processo. Foi observado que no geral as pré-câmaras apresentaram emissões de HC maiores que o motor original. Isso pode ser explicado por combustão incompleta dentro da pré-câmara ou formação excessiva de turbulência na câmara principal, encerrando a combustão prematuramente conforme a frente de chama se aproxima das paredes da câmara de combustão onde a troca de calor é mais proeminente. O valor mais alto de emissão de hidrocarbonetos no ponto de 2000 rpm e 6,8 bar da pré-câmara PCA1 pode ser explicado pela sua segunda metade da combustão mais lenta em comparação com as demais pré-câmaras. A variação das emissões de HC entre cada ponto pode ser explicada por uma maior heterogeneidade da mistura ar-combustível sendo que, nas regiões mais ricas, há uma tendência maior da ocorrência de combustão incompleta e por consequência maior formação de hidrocarbonetos não queimados.

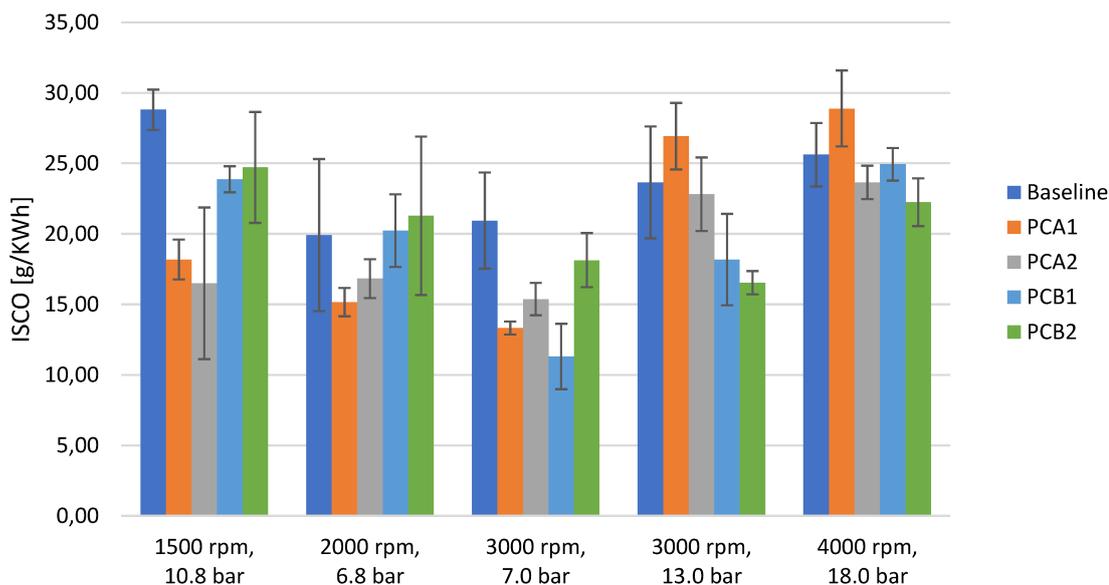
Figura 41 - Emissões específicas de hidrocarbonetos



Fonte: Autor

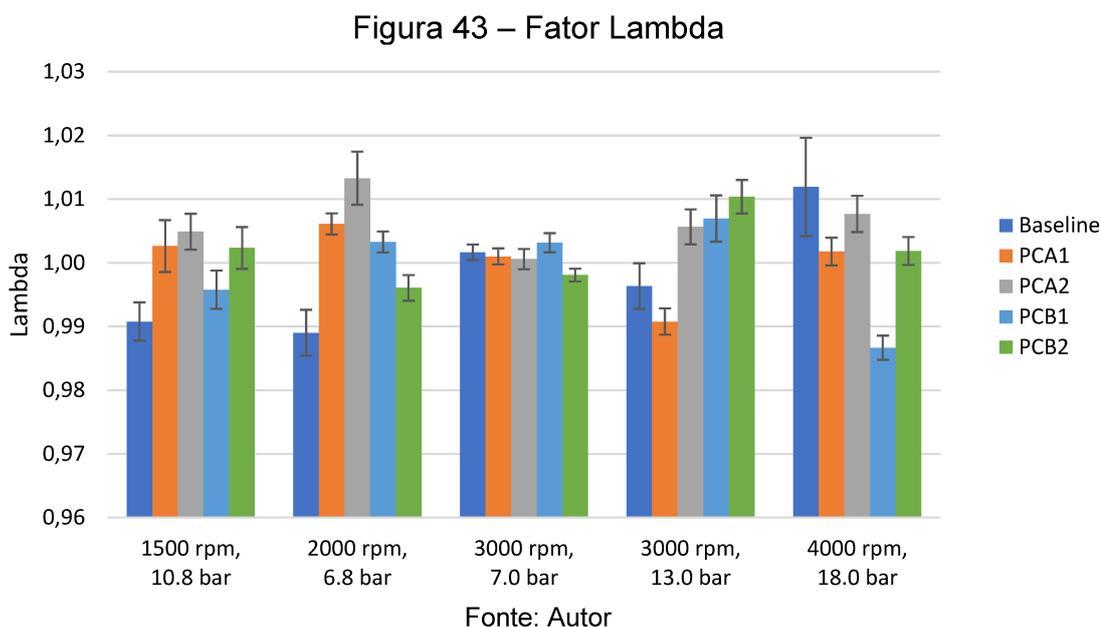
A Figura 42 apresenta os valores de emissão de monóxido de carbono. A formação desse gás está ligada ao excesso de combustível na reação de queima, indicando uma mistura ar-combustível globalmente rica ou a formação de regiões com maior concentração de combustível. É possível observar uma redução da emissão desse gás pelas pré-câmaras em comparação com o motor SI original.

Figura 42 – Emissões específicas de monóxido de carbono



Fonte: Autor

A Figura 43 apresenta os valores do fator lambda. É possível observar que os valores de lambda indicam que os pontos de operação apresentaram valores de lambda estequiométricos. Os valores mais altos de emissões de CO podem então ser atribuídos a formação de regiões onde a combustão foi localmente mais rica. O gráfico de emissões de monóxido de carbono apresenta grande similaridade com o gráfico de emissões de hidrocarbonetos, o que corrobora a hipótese de formação de mistura mais estratificada nos pontos com maior formação desses dois gases.



A Tabela 12 apresenta as incertezas expandidas máximas obtidas para as principais variáveis de interesse

Tabela 12 - Incertezas expandidas máximas obtidas para as principais variáveis de interesse

| Variável | Incetezas expandidas máximas |
|---|------------------------------|
| Eficiência de conversão de combustível indicada | 1,01% |
| MFB 10-90 | 0,28° do virabrequim |
| MFB 10-50 | 0,17° do virabrequim |
| MFB 50-90 | 0,31° do virabrequim |
| MFB 50 | 0,67° do virabrequim |
| Lambda | 0,007 |

Fonte: Autor

5 CONCLUSÕES

Este trabalho realizou estudos experimentais para avaliar o potencial da tecnologia de ignição com pré-câmara de aumentar a eficiência de conversão de combustíveis e reduzir a emissão de poluentes. Para isso foram projetadas, construídas e testadas quatro pré-câmaras, além de ser testado também o motor com um sistema de ignição tradicional para comparações. Os ensaios foram realizados em um motor monocilíndrico de pesquisa com razão volumétrica de compressão de 14:1 operando com etanol hidratado E94W06. Além disso foi feito um estudo para caracterização do injetor de combustível utilizado nos ensaios.

As pré-câmaras foram projetadas tendo em vista os valores de volume em fração do volume morto do motor, número de orifícios e diâmetro de orifícios estudados na bibliografia bem como as limitações geométricas impostas pelo motor a ser utilizado e pelas ferramentas disponíveis para usinar as pré-câmaras. Os ensaios foram realizados em cinco condições de operação para avaliar o desempenho das pré-câmaras em múltiplas condições de funcionamento. Os ensaios de caracterização do *spray* do injetor foram realizados em quatro condições de pressão de injeção e três de contrapressão para levantar tanto seus parâmetros macroscópicos quanto microscópicos e mostraram uma grande influência da contrapressão sobre o *spray* do injetor testado.

O desempenho com relação a eficiência de conversão de combustível do motor operando com pré-câmaras foi de forma geral inferior ao desempenho do mesmo operando com um sistema de ignição tradicional. As pré-câmaras de menor volume (PCA1 e PCA2), no entanto, superaram o motor original em duas condições separadas em até 1,5% de eficiência de conversão de combustível, aproximadamente. As pré-câmaras apresentaram ainda reduções nas emissões específicas de NO_x de até 75%, o que pode ser atribuído à redução da temperatura média na câmara de combustão. As emissões de HC, com a utilização das pré-câmaras, foram de forma geral maiores que no motor original, com até 180% de aumento, o que pode ser explicado por uma combustão incompleta no interior das pré-câmaras. As emissões de CO foram até 62% menores com a utilização das pré-câmaras em relação ao motor original. Foi observado que em 19 das 20 condições testadas apresentaram durações de combustão menores, o que melhora a resistência do motor a detonação e pode vir a permitir futuras melhorias na eficiência de

conversão de combustível por maiores razões de compressão. De forma geral, os resultados mostraram que a geometria das pré-câmaras poderia ser melhorada, mas que alguns avanços já foram alcançados. Particularmente, observa-se que uma pré-câmara com menor volume e menor área de passagem tem potencial de melhorar o desempenho do motor.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir do que foi aprendido neste trabalho, as seguintes sugestões para prosseguimento desta pesquisa são feitas:

- A utilização de modelos computacionais calibrados com os dados obtidos neste trabalho para melhor investigar o comportamento das pré-câmaras e auxiliar no seu projeto.
- Teste de pré-câmaras de menores volumes e menores áreas de passagem, buscando a geometria ideal da pré-câmara.
- Realização de ensaios com acesso ótico no motor para verificar a ocorrência ou não de apagamento e reacendimento dos jatos ejetados da pré-câmara.
- Realização de ensaios no motor com uma vela instrumentada com um sensor de pressão para investigação da troca gasosa entre a pré-câmara e a câmara principal

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBERTAZZI, A.; SOUZA, A. R. D. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. 2a. ed. São Paulo: Manole, 2008.

AMANN, C. A. Cylinder-Pressure Measurement and Its Use in Engine Research. **SAE International**, 1985. p. 418-435.

ANDERSSON, O.; BORJESSON, P. The greenhouse gas emissions of an electrified vehicle combined with renewable fuels: Life cycle assessment and policy implications. **Applied Energy**, 2021.

ATTARD, W. P.; BLAXILL, H. A Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Ignition Combustion System at Unthrottled Conditions. **SAE International Journal of Engines**, v.5 , 16 Abril 2012. p. 315–329.

AVL LIST GMBH. **Single Cylinder Research Engine 5405.96**. Graz: [s.n.], 2014.

AZADI, M.; NORTHEY, S. A.; ALI, S. H.; EDRAKI, M. Transparency on greenhouse gas emissions from mining to enable climate change mitigation. **Nature Geoscience**, February 2020. 100-104.

BAPTISTA, B. D. S. **Desenvolvimento de um sistema de ignição por lanças-chamas para motor do ciclo Otto**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2007.

BAUMNGARTEN, C. **Mixture Formation in Internal Combustion Engines**. Berlin: Springer Science & Business Media, 2006.

BEDOGNI, F.; MAGISTRALI, S.; MAZZONI, D.; MUSU, E.; PIVETTI, G.; ZOLESI, P. **GASOLINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE, WITH A COMBUSTION PRE-CHAMBER AND**. European Patent 3. 453 856 B1, 16 Outubro 2019.

BENAJES, J.; NOVELLA, R.; GOMEZ-SORIANO, J.; BARBERY, I.; LIBERT, C. Advantages of hydrogen addition in a passive pre-chamber ignited SI engine for passenger car applications. **International Journal of Energy Research**, 8 Fevereiro 2021.

BENAJES, J.; NOVELLA, R.; GOMEZ-SORIANO, J.; BARBERY, I.; LIBERT, C.; RAMPANARIVO, F.; DABIRI, M. Computational assessment towards understanding the energy conversion and combustion process of lean mixtures in passive pre-chamber ignited engines. **Applied Thermal Engineering**, 2020.

BISWAS, S.; QIAO, L. Ignition of ultra-lean premixed H₂/air using multiple hot turbulent jets generated by pre-chamber combustion. **Applied Thermal Engineering**, v. 132, 2018. p. 102-114.

BP GROUP. Statistical Review of World Energy 2022, London, England, 2022. Disponível em: <<https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2022-full-report.pdf>>. Acesso em: 04 de julho de 2023.

BURESHAID, K.; FENG, D.; ZHAO, H.; BUNCE, M. Combustion and emissions of gasoline, anhydrous ethanol, and wet ethanol in an optical engine with a turbulent jet ignition system. **Jornal of Automobile Engineering**, 2019a.

BURESHAID, K.; SHIMURA, R.; FENG, D.; ZHAO, H.; BUNCE, M. Experimental Studies of the Effect of Ethanol Auxiliary Fueled Turbulent Jet Ignition. **SAE International Journal of Engines**, v. 12, n. 4, 2019b. p. 387-400.

BURKARDT, P.; WOUTERS, C.; PISCHINGER, S. Potential of alcohol fuels in active and passive pre-chamber applications in a passenger car spark-ignition engine. **International Journal of Engine Research**, 2021.

CDA. **HOW COPPER DRIVES ELECTRIC VEHICLES**. Copper Development Association. [S.I.]. 2017.

CHEN, L.; ZHANG, S.; ZHANG, R.; LI, J.; YANG, P.; PAN, J.; WEI, H. Optical experiments on the effect of turbulent jet ignition on lean burning and engine knocking. **Fuel**, v. 307, 2022.

CHINNATHAMBI, P.; THELEN, B.; COOK, D.; TOULSON, E. Performance metrics for fueled and unfueled turbulent jet igniters in a rapid compression machine. **Applied Thermal Engineering**, 182, 2021.

CODE OF FEDERAL REGULATIONS. **40 CFR subpart E - Gaseous exhaust test procedures**. [S.I.].

COSTA, R. B. R. D. **Estudo experimental da tecnologia dual-fuel em motor de combustão interna utilizando biogás, gnv e etanol**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2017.

COUTO, G. E. **Sistema de ignição com pré-câmara operando com mistura homogênea em um motor de ignição por centelha**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2017.

CRUZ, C. H. D. B.; SOUZA, G. M.; CANTARELLA, H.; CORTEZ; BARBOSA, L. A.; SLUYS, M. A. V.; MACIEL FILHO, R. **Universidades e empresas: 40 anos de ciência e tecnologia para o etanol brasileiro**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2016.

DISTASO, E.; AMIRANTE, R.; CASSONE, E.; PALMA, P. D.; SEMENTA, P.; TAMBURRANO, P.; VAGLIECO, B. M. Analysis of the combustion process in a lean-burning turbulent jet ignition engine fueled with methane. **Energy Conversion and Management**, 2020.

DM CONSULTING AND ENGINEERING. **Stainless Steel - Grade 304**. Ankara, Turquia: [s.n.], 2019. Disponível em: <<https://www.dm-consultancy.com/TR/dosya/1-59/h/aisi-340-info.pdf>>.

FEKETE, H.; KURAMOCHI, T.; ROELFSEMA, M.; ELZEN, M. D.; FORSELL, N.; HÖHNE, N.; LUNA, L.; HANS, F.; STERL, S.; OLIVIER, J.; SOEST, H. V.; FRANK, S.; GUSTI, M. A review of successful climate change mitigation policies in major emitting

economies and the potential of global replication. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2021.

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 1995.

GENTZ, G.; GHOLAMISHEERI, M.; TOULSON, E. A study of a turbulent jet ignition system fueled with iso-octane: Pressure trace analysis and combustion visualization. **Applied Energy**, v. 189, 2017.

GOMES JÚNIOR, C. A. **Análise da Influência da Pressão de Injeção, Contrapressão Ambiente e Tipo de Combustível nos Parâmetros da Atomização de um Injetor de Injeção Direta de Combustível High - Pressure Swirl**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2017.

GOMES, J. R. C. **Projeto e Adaptação de um Sistema de Ignição por Lançachamas a um Motor Térmico do Ciclo Otto**. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2004.

GOOSSAK, L. I. **Carburetor type internal combustion engine with prechamber**. United States Patent i 3,092,088, 4 jun 1963.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2nd. ed. New York: McGraw-Hill, 2018.

HUA, J.; SONG, Y.; ZHOU, L.; LIU, F.; WEI, H. Operation strategy optimization of lean combustion using turbulent jet ignition at different engine loads. **Applied Energy**, v. 302, 2021a.

HUA, J.; ZHOU, L.; GAO, Q.; FENG, Z.; WEI, H. Effects on Cycle-to-Cycle Variations and Knocking Combustion of Turbulent Jet Ignition (TJI) with a Small Volume Pre-Chamber. **SAE Technical Paper**, 2020.

HUA, J.; ZHOU, L.; GAO, Q.; FENG, Z.; WEI, H. Influence of pre-chamber structure and injection parameters on engine performance and combustion characteristics in a turbulent jet ignition (TJI) engine. **Fuel**, v. 283, 2021b.

INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS. **Accelerating Road Transport Decarbonisation: A Complementary Approach Using Sustainable and Low Carbon Fuels**. [S.l.]. 2020.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. Climate Change 2014 Synthesis Report Summary for Policymakers, 2014. Disponível em: <https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/02/AR5_SYR_FINAL_SPM.pdf>. Acesso em: 04 Janeiro 2024.

KALE, A. V.; KRISHNASAMY, A. Experimental investigation on operating light-duty diesel engine using ethanol–gasoline blends in a homogeneous charge compression ignition combustion mode. **Fuel**, 330, 2022.

KHEYROLLAHI, J.; JAFARMADAR, S.; KHALILARYA, S.; NIAKI, S. R. A. Improvement of performance and emission in a lean-burn gas fueled spark ignition

engine by using a new pre-chamber. **Environmental Progress & Sustainable Energy**, v. 40, 2021.

KIMURA, N.; KOBAYASHI, H.; ISHIKAWA, N. Study of gasoline pre-chamber combustion at lean operation. **Ignition Systems for Gasoline Engines**, Berlin, 2018.

LEFEBVRE, A. H.; MCDONELL, V. G. **Atomization and sprays**. 2nd. ed. Boca Raton: CRC Press, 2017.

LI, X.; ZHANG, W.; HUANG, Z.; JU, D.; HUANG, L.; FENG, M.; LU, X.; HUANG, Z. Pre-chamber turbulent jet ignition of methane/air mixtures with multiple orifices in a large bore constant volume chamber: effect of air-fuel equivalence ratio and pre-mixed pressure. **Frontiers in Energy**, v. 13, 2019. p. 483-493.

LIU, P.; ZHONG, L.; ZHOU, L.; WEI, H. The ignition characteristics of the pre-chamber turbulent jet ignition of the hydrogen and methane based on different orifices. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 46, 2021. p. 37083 e 37097.

MAHLE. **Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development**. [S.l.]: Woodhead Publishing Limited, v. 1, 2010.

MALAQUIAS, A. C. T. **Concepção de um sistema de combustão baseado na autoignição controlada do etanol em um motor monocilíndrico de pesquisa**. 2023. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2023.

MASUM, B. M.; MASJUKI, H. H.; KALAM, M. A.; FATTAH, I. M. R.; PALASH, S. M.; ABEDIN, M. J. Effect of ethanol–gasoline blend on NOx emission in SI engine. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, Agosto 2013. p. 209-222.

MEDEIROS, W. R.; MALAQUIAS, A. C. T.; BAÊTA, J. G. C. Impact on the demand for elements used in battery manufacturing associated with increased fleet of electric and hybrid vehicles. **SAE Technical Papers**., 26 mar 2021.

METALCOR. **CuCrZr datasheet**. Essen, Germany: [s.n.], 2021. Disponível em: <<http://www.metalcor.de/en/datenblatt/133/>>.

MOREIRA, T. A. A. **Projeto e construção de um sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada para motor do ciclo Otto**. 2009. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2009.

MOREIRA, T. A. A. **Análise e caracterização de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea**. 2014. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. [S.l.]. 2014.

NOVELLA, R.; GOMEZ-SORIANO, J.; MARTINEZ-HERNANDIZ, P. J.; LIBERT, C.; RAMPANARIVO, F. Improving the performance of the passive pre-chamber ignition concept for spark-ignition engines fueled with natural gas. **Fuel**, n. 290, 2021.

ONOFRIO, G.; NAPOLITANO, P.; TUNESTÁL, P.; BEATRICE, C. Combustion sensitivity to the nozzle hole size in an active pre-chamber ultra-lean heavy-duty natural gas engine. **Energy**, n. 235, 2021.

PEREIRA, L. G.; CAVALETT, O.; BONOMI, A.; ZHANG, Y.; WARNER, E.; H.L. CHUM. Comparison of biofuel life-cycle GHG emissions assessment tools: The case studies of ethanol produced from sugarcane, corn, and wheat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2019. 1-12.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines**. [S.I.]: Prentice-Hall, 1997.

RAFTERY, T. Seven Reasons Why The Internal Combustion Engine Is A Dead Man Walking [Updated]. **Forbes**, September 2018. Disponível em: <<https://www.forbes.com/sites/sap/2018/09/06/seven-reasons-why-the-internal-combustion-engine-is-a-dead-man-walking-updated/?sh=51bd070d603f>>. Acesso em: 05 Junho 2023.

RAHMAN, S. M. A.; FATTAH, I. M. R.; ONG, H. C.; ASHIK, F. R. State-of-the-Art of Establishing Test Procedures for Real. **Energies**, 2021. 32.

RICARDO, H. R. **Internal Combustion Engine**. 1,271,942, United States Patent Office, 9 jun 1918.

RICARDO, H. R. Recent Research Work on the Internal-Combustion Engine. **SAE Transactions**, 1922. 1-93.

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. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2014.

ROSO, V. R. **Análise de desempenho e emissões de um motor do ciclo Otto com sistema de ignição com pré-câmaras em condições de operação veicular**. 2019. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2019.

ROSO, V. R.; SANTOS, N. D. S. A.; VALLE, R. M.; ALVAREZ, C. E. C.; MONSALVE-SERRANOC, J.; GARCÍA, A. Evaluation of a stratified prechamber ignition concept for vehicular applications in real world and standardized driving cycles. **Applied Energy**, v. 254, 2019.

SÁ, D. C. C. D. **Análise de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do ciclo otto**. 2001. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2001.

SANDOVAL, M. H. B.; ALVAREZ, C. E. C.; ROSO, V. R.; SANTOS, N. D. S. A.; VALLE, R. M. The influence of volume variation in a homogeneous prechamber ignition system in combustion characteristics and exhaust emissions. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, 2020.

SILVA, M.; HLAING, P.; CENKER, E.; JOHANSSON, B. Effects of Geometry on Passive Pre-Chamber Combustion Characteristics. **SAE Technical Paper**, 2020.

SOLTIC, P.; HILFIKER, T. Efficiency and raw emission benefits from hydrogen addition to methane in a PrechamberEquipped engine. **Interational Journal of Hydrogen Energy**, 2020.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. London: Macmillan, 1999.

TOULSON, E.; SCHOCK, H. J.; ATTARD, W. P. Review of Pre-Chamber Initiated. **SAE International**, 2010. 1-26.

TURKISH, M. C. Prechamber and Valve Gear Design for 3-Valve Stratified Charge Engines. **SAE International**, v. 84, 1975. p. 2827–2856.

VERA-TUDELA, W.; BARRO, C.; BOULOUCHOS, K. Investigations on spark pre-chamber ignition and subsequent turbulent jet main chamber ignition in a novel optically accessible test rig. **International Journal of Engine Research**, 2021.

WANG, L.; HUANG, Z.; TAO, W.; SHEN, K.; CHEN, W. Economy and emission characteristics of the optimal dilution strategy in lean combustion based on GDI gasoline engine equipped with prechamber. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 13, 2021. p. 1-13.

ZHAO, F.; HARRINGTON, D. L.; LAI, M.-C. **Automotive gasoline direct-injection engines**. [S.I.]: SAE International., 2002.

ZHOU, L.; SONG, Y.; HUA, J.; LIU, F.; LIU, Z.; WEI, H. Effects of different hole structures of pre-chamber with turbulent jet ignition on the flame propagation and lean combustion performance of a single-cylinder engine. **Fuel**, 2022.