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

Wender Pereira de Oliveira

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE COMBUSTÃO COM IGNIÇÃO POR PRÉ-CÂMARA PASSIVA OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO

Belo Horizonte
2024

Wender Pereira de Oliveira

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE COMBUSTÃO COM IGNIÇÃO POR PRÉ-CÂMARA PASSIVA OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO

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

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta.

Coorientador: Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho

Belo Horizonte

2024

Oliveira, Wender Pereira de.
O48d Desenvolvimento de um sistema de combustão com ignição por pré-câmara passiva operando com etanol hidratado [recurso eletrônico] / Wender Pereira de Oliveira. – 2024.
1 recurso online (235 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.
Coorientador: Fernando Antônio Rodrigues Filho.

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

Bibliografia: f. 226-235.

1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Automóveis – Motores – Combustão – Teses. 3. Câmaras de combustão – Teses. 4. Motores de combustão interna – Teses. 5. Álcool como combustível – Teses. I. Baêta, José Guilherme Coelho. II. Rodrigues Filho, Fernando Antônio. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)

Ficha catalográfica elaborada pelo Bibliotecário Marcio A. A. Gomes CRB/6 2812
Biblioteca Prof. Mário Werneck, Escola de Engenharia da UFMG

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

FOLHA DE APROVAÇÃO

"DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE COMBUSTÃO COM IGNIÇÃO POR PRÉ-CÂMARA PASSIVA OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO"

WENDER PEREIRA DE OLIVEIRA

Tese 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 Baeta (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Fernando Antonio Rodrigues Filho (Departamento de Engenharia Mecânica /CEFET-MG), Dr. Guenther Carlos Krieger Filho (Departamento de Engenharia Mecânica /USP), Dr. Evandro Leonardo Silva Teixeira (Faculdade do Gama /UnB), Dr. Ramon Molina Valle (Professor Aposentado da Escola de Engenharia Mecânica /UFMG) e Dr. Rogerio Jorge Amorim (Residente Pós Doutoral do PPGMEC-UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **"Doutor em Engenharia Mecânica"**, na área de concentração de **" Energia e Sustentabilidade "**.

Tese aprovada no dia 04 de outubro de 2024.

Por:

Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta**, **Professor do Magistério Superior**, em 17/10/2024, às 19:35, 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 **Guenther Carlos Krieger Filho**, **Usuário Externo**, em 21/10/2024, às 08:35, 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 21/10/2024, às 09:15, 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 **Rogério Jorge Amorim**, **Usuário Externo**, em 21/10/2024, às 10:25, 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 **Evandro Leonardo Silva Teixeira**, **Usuário Externo**, em 24/10/2024, às 16:52, 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 **Ramon Molina Valle**, **Professor(a)**, em 29/10/2024, às 11:20, 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 **3648646** e o código CRC **31174A50**.

AGRADECIMENTOS

A Deus, primeiramente, por ter proporcionado a oportunidade de realizar este trabalho.

À minha mãe Claudia Avany Pereira e meu pai João Ferreira de Oliveira, por estarem ao meu lado nos momentos mais difíceis.

À minha noiva, Daiane Freitas, pelo seu companheirismo.

Às minhas irmãs Helaine Jace Pereira e Hend Pereira de Oliveira, pelos seus conselhos.

Aos meus familiares e amigos que sempre me ajudaram e apoiaram.

À UFMG e ao Programa de Pós-Graduação, pela disponibilização das instalações, laboratórios e equipamentos.

Ao professor orientador deste trabalho, José Guilherme Coelho Baeta, pelos conhecimentos transmitidos e pela orientação no direcionamento deste trabalho.

Ao professor coorientador deste trabalho, Fernando Antônio Rodrigues Filho, pelos conhecimentos transmitidos e pela orientação no direcionamento deste trabalho.

Ao meu colega Marcos Langeani, por seus conselhos, conhecimentos transmitidos e nas orientações sobre as execuções das simulações numéricas.

Ao professor Ramon Molina Valle, pelos conhecimentos transmitidos, pelos conselhos e suporte nos experimentos realizados.

Ao técnico Marcos Torres, da oficina de mecânica do CTM, pelo suporte técnico na fabricação de peças do aparato experimental.

Aos colegas da equipe do projeto ROTA 2030: Mateus, Lucas Fonseca, Lucas Cerqueira, Pedro, Gabriel Heleno, Gabriel Muniz, Raquel, Hiago, Yara, Rafael, Bárbara, Roberto, Artur e Ediwaldo; pelo trabalho árduo e dedicação total ao projeto.

À Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa (FUNDEP) e à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES), pelo financiamento da pesquisa. O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

Às empresas Stellantis e Teksid, pela participação no projeto ROTA 2030.

A todos que, de alguma forma, contribuíram para a construção deste trabalho.

“The laws of nature are but the mathematical thoughts of God.”
Euclides (325-265 a.c.)

RESUMO

O setor de transportes vem passando por profundas mudanças nos últimos anos devido à necessidade de redução das emissões de gases poluentes e de seus impactos no meio ambiente. A substituição dos motores de combustão interna por sistemas de propulsão elétrica tem sido divulgada como a solução para o futuro da mobilidade, porém os desafios para a implementação desta tecnologia são, muitas vezes, atenuados ou até mesmo omitidos. Desse modo, tecnologias que aproveitam o potencial da matriz energética local levando em consideração as características geográficas, demográficas e sociais de cada país e que aumentem a diversidade de soluções para o futuro sustentável do setor de transporte são indispensáveis. Nesse contexto, sistemas de ignição avançados, tais como a ignição com pré-câmara, possuem a capacidade de melhorar o processo de combustão dos motores de combustão interna, elevando-se a eficiência de conversão de combustível e reduzindo a emissão de gases poluentes. Sendo assim, o presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento e otimização de um sistema com pré-câmara aplicado em um motor monocilíndrico de pesquisa operando com mistura estequiométrica e utilizando etanol hidratado como combustível. Os experimentos foram realizados em um motor monocilíndrico de pesquisa *AVL* 5495 instalado no dinamômetro ativo *AVL DynoDur* 160, ao passo que as simulações numéricas foram feitas utilizando-se programas comerciais baseados no método dos volumes finitos, tanto unidimensionalmente empregando-se o programa *GT-POWER*, quanto tridimensionalmente aplicando-se o programa *CONVERGE*. Na primeira fase da pesquisa, foram projetadas, construídas, testadas e simuladas 9 geometrias de pré-câmaras. A partir destes resultados, foi realizada uma análise da influência do volume, número e configurações dos orifícios para a escolha das geometrias a serem testadas na segunda fase. Posteriormente, as duas melhores geometrias da segunda fase foram otimizadas para os testes finais da terceira fase da pesquisa. A configuração com pré-câmara que apresentou maior eficiência de conversão de combustível foi a de 1% de volume em relação a câmara principal e com quatro furos laterais de 2 mm de diâmetro, tendo apresentado uma variação positiva máxima de 4,8% em relação à configuração SI. Além disso, esta configuração apresentou variações positivas de eficiência de conversão de combustível em 6 dos 8 pontos de operação testados. Com relação às emissões de poluentes, a redução máxima de 5,86 g/kWh de NOx foi obtida para a configuração de 2,5% de volume, com um furo central de 3 mm de diâmetro e 4 furos laterais de 2 mm de diâmetro.

Palavras-chave: TJI*;* Pré-câmara passiva; Motor monocilíndrico; CFD; Etanol.

ABSTRACT

The transport sector has undergone profound changes in recent years due to the need to reduce pollutant gas emissions and their impact on the environment. The replacement of internal combustion engines by electric propulsion systems has been publicized as the solution for the future of mobility, but the negative aspects and challenges for the implementation of this technology are often mitigated or even omitted. Technologies that take advantage of the potential of the local energy matrix, considering the geographic, demographic and social characteristics of each country and the increase of solutions diversity for the sustainable future of the transport sector are indispensable. Advanced ignition systems, such as pre-chamber ignition, can improve the combustion process of engines, increasing fuel conversion efficiency and reducing the emission of polluting gases. Therefore, the present work developed and optimized a pre-chamber ignition system applied in a single-cylinder research engine operating in stoichiometric condition and fueled with hydrated ethanol. The experiments were carried out on the AVL 5495 single-cylinder research engine installed on the DynoDur 160 active dynamometer, while numerical simulations were performed using commercial programs based on the finite volume method, both unidimensional applying the GT-POWER program and three-dimensionally using the CONVERGE program. In the first phase of the research, 9 pre-chamber geometries were designed, built, tested and simulated. Based on these results, an analysis was carried out and the influence of the volume, number and configurations of the holes was investigated to choose the geometries to be tested in the second phase. Subsequently, the best two geometries from the second phase were optimized for the final tests of the third phase of the research. The configuration that presented the highest fuel conversion efficiency was the one with 1% volume and four lateral holes of 2 mm in diameter, presenting a maximum positive variation of 4.8% in relation to the SI configuration. Furthermore, this configuration showed positive variations in fuel conversion efficiency in 6 of the 8 operating points tested. Regarding pollutant emissions, a maximum reduction of 5.86 g/kWh in NOx emissions was observed for the prechamber with 2.5% of volume, central hole of 3 mm in diameter and 4 lateral holes of 2 mm in diameter.

Keywords: TJI; Passive pre-chamber; Single-cylinder engine; CFD; Ethanol.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Uso de cobre, em 2016, por tipo de veículo e demanda de metais preciosos para fabricação de veículos elétricos e híbridos 26
Figura 2 – Eficiência térmica de um ciclo Otto teórico em função da razão volumétrica de compressão para diferentes γ. 35
Figura 3 – Eficiência volumétrica para diferentes ângulos de IC após o PMI. 37
Figura 4 – Formação de mistura em motores SI de injeção direta 41
Figura 5 – Movimento da carga: *swirl*, *tumble* e *cross-tumble* 42
Figura 6 – Movimento da carga: *squish* 43
Figura 7 – Diferentes tipos de sistema de ignição 44
Figura 8 – Projetos de motor com pré-câmara propostos por Harry R. Ricardo (a) e Caleb E. Summers (b). 47
Figura 9 – Processo LAG em um motor dotado de pré-câmara 48
Figura 10 – Motor CVCC desenvolvido pela Honda 49
Figura 11 – Vista em corte do sistema HAJI instalado no motor (a) e imagens do acesso óptico na câmara de combustão (b) 50
Figura 12 – Energia em função do progresso da reação de combustão 51
Figura 13 – Pressão na câmara de combustão em função do avanço de ignição (a) e efeito do avanço de ignição no MBT 53
Figura 14 – Estágios da combustão em um motor SI 54
Figura 15 – Fração de massa queimada em função do ângulo do eixo virabrequim 55
Figura 16 – Desenvolvimento do processo de combustão em um motor monocilíndrico com acesso óptico 57
Figura 17 – Curvas de pressão na câmara de combustão para a combustão com e sem *knock* 59
Figura 18 – Abordagem de grade escalonada na simulação unidimensional do *GT-SUITE* ... 65
Figura 19 – Medição pontual de velocidade em um escoamento turbulento 76
Figura 20 – Processo de atomização do combustível injetado 80
Figura 21 – Modelo de quebra primária de Blob (a), instabilidades de Kelvin-Helmholtz (b) e Rayleigh-Taylor (c) 81
Figura 22 – Modelo TAB de deformação da gota por arrasto (a), tipos de interação entre gota e parede (b) 83
Figura 23 – Diferentes resultados da colisão entre gotas 85

Figura 24 – Projetos de pré-câmara de sistemas de ignição estudados no CTM no período de 2001 a 2014. 91
Figura 25 – Projetos de pré-câmara de sistemas de ignição com pré-câmara estudados no CTM no período após 2014. 93
Figura 26 – Diferentes configurações de furos das pré-câmaras (a) e imagens Schlieren do TJI com pré-câmaras de diferentes diâmetros de furos..... 95
Figura 27 – Configurações de pré-câmara (a) e eficiência de conversão de combustível (b).. 97
Figura 28 –Pré-câmara (a) e COV-IMEP em função do ângulo de ignição (b), EVC (c) e IVO (d)..... 98
Figura 29 –Curva de IMEP (a), MFB 10-90 (b), COV-IMEP (c) e Pressão (d) em função das configurações SI e TJI..... 101
Figura 30 –Cabeçote do motor testado (a), detalhe do projeto da pré-câmara (b) e eficiência térmica (c)..... 104
Figura 31 – Projeto da pré-câmara (a) e imagens obtidas pelo acesso óptico (b) 106
Figura 32 – Pré-câmara (a), comparação do SI com PC ativa (b) e comparação da PC ativa e passiva (c)..... 108
Figura 33 – ISFC para SI e TJI (a), ISFC para o TJI com diferentes pressões de admissão (b) e a eficiência térmica indicada (c). 111
Figura 34 – Consumo específico de combustível, COV-IMEP e NOx para diferentes percentuais de diluição de ar e EGR 112
Figura 35 – Eficiência da combustão (a) e eficiência térmica (b) para os quatro tipos de movimento de carga. 113
Figura 36 – Linhas de corrente da energia cinética turbulenta para cada uma das fases do TJI. 115
Figura 37 – Fluxograma esquemático da metodologia empregada 119
Figura 38 – Motor monocilíndrico de pesquisa AVL 5495 utilizado nos testes experimentais 120
Figura 39 – Esquema com os principais equipamentos utilizados nos testes experimentais . 122
Figura 40 - Curvas de levantamento de válvulas da admissão e exaustão do motor monocilíndrico de pesquisa..... 123
Figura 41 – Projeto e usinagem do novo pistão (a) e medição virtual (b) e experimental (c) da razão volumétrica de compressão 124
Figura 42 – Esquema que ilustra a montagem dos calços para a alteração da RVC 125
Figura 43 – Detalhamento das primeiras pré-câmaras testadas..... 128

Figura 44 – Montagem do conjunto (vela de ignição e prê-câmara) e volume interno das primeiras pré-câmaras testadas 128
Figura 45 – Esquema da bancada de caracterização de spray 130
Figura 46 – Esquema da bancada de caracterização de spray 131
Figura 47 – Fluxograma esquemática ilustrando o procedimento experimental de operação do motor 132
Figura 48 – Pontos de operação do motor monocilíndrico a serem obtidos 134
Figura 49 – Geometria do motor original no *SolidWorks* e no *GEM3D*..... 137
Figura 50 – Processo de discretização no *GEM3D* para obtenção do domínio computacional unidimensional do motor original..... 138
Figura 51 –Domínio computacional unidimensional de combustão por Wiebe do motor original 139
Figura 52 – Objeto pré-câmara passiva conectada ao cilindro através do objeto de furos da pré-câmara no *GT-POWER* 2022..... 140
Figura 53 –Malha superficial da simulação tridimensional 143
Figura 54 –Vista em corte da malha volumétrica para diferentes tamanhos base..... 144
Figura 55 – Curvas de pressão na câmara de combustão para diferentes tamanhos de malha base 145
Figura 56 – Regiões de refinamento fixo aplicadas no domínio computacional 147
Figura 57 – Malha volumétrica nas proximidades da vela de ignição no ângulo de -5,9° do eixo virabrequim para diferentes escalas de AMRs 149
Figura 58 – Frente de chama nas proximidades da vela de ignição no ângulo de -5,9° do eixo virabrequim para diferentes escalas de AMRs 150
Figura 59 – Temperatura ao longo da frente de chama nas proximidades da vela de ignição no ângulo de -5,9° para diferentes escalas de AMRs 151
Figura 60 – Curvas de pressão na câmara de combustão para diferentes mecanismos cinéticos químicos 152
Figura 61 – Curva de pressão na câmara de combustão para diferentes multiplicadores da taxa de reação..... 154
Figura 62 – Variabilidade cíclica na curva de pressão na câmara de combustão..... 155
Figura 63 –Geometria utilizada para o cálculo do coeficiente de descarga das válvulas de admissão e exaustão 156
Figura 64 –Domínio computacional para simulação do coeficiente de descarga das válvulas 157

Figura 65 – Domínio computacional a), vista frontal b), região de ignição c) e vista em corte d) para as simulações de enchimento da PC 160
Figura 66 – Vista frontal da câmara principal a), vista lateral da câmara principal b), vista frontal da PC c) e vista superior da PC d) para as simulações tridimensionais com modelo completo 161
Figura 67 – Vazão mássica instantânea nas válvulas de admissão com escoamento direto .. 163
Figura 68 – Vazão mássica instantânea nas válvulas de admissão com escoamento reverso 164
Figura 69 – Vazão mássica instantânea nas válvulas de exaustão com escoamento direto ... 164
Figura 70 – Vazão mássica instantânea nas válvulas de exaustão com escoamento reverso. 165
Figura 71 – Imagens pré-processadas dos sprays para 1,4 ms após o início da injeção 167
Figura 72 – Análise do efeito da contrapressão na penetração dos *sprays* injetados para cada pressão de injeção 168
Figura 73 – Análise do efeito da contrapressão no ângulo de cone dos *sprays* injetados para cada pressão de injeção 169
Figura 74 – Refinamento da malha volumétrica no CONVERGE para a configuração PC_b_1Ø3_4Ø2 no ângulo de -5,5° do eixo virabrequim 170
Figura 75 – Curva de pressão na câmara de combustão principal para o modelo TPA no ponto P1 da configuração SI. 171
Figura 76 – Curva de pressão na câmara de combustão principal para o modelo Wiebe no ponto P3 da configuração SI. 171
Figura 77 – Curva de pressão na câmara de combustão principal e PC para o modelo TJI no ponto P2 da configuração PC_a_0_4Ø1. 172
Figura 78 – Temperatura das paredes internas [K] para os sistemas de admissão e exaustão (a) e componentes internos da câmara de combustão (b) para o modelo Wiebe no ponto P1 da configuração SI. 173
Figura 79 – Curva de pressão no cilindro e indicadores de desempenho e combustão para a PC_b_1Ø3_4Ø2 feita de aço AISI 304 174
Figura 80 – Taxa de liberação de calor nos instantes de MFB 10 e MFB 90 para região do cilindro (Cil) para o SI e PC_a_1Ø3_4Ø2 no ponto P2 178
Figura 81 – Valores de CO2 e TKE nos instantes de ignição para a PC_a_1Ø3_4Ø2 e PC_b_1Ø3_4Ø2 no ponto P8 180
Figura 82 – TKE, vetores velocidade e as diferentes etapas do funcionamento da pré-câmara PC_b_1Ø3_4Ø2 no ponto P8 182

Figura 83 – Curvas de TKE e velocidade no furo a), Pressão b), HRR c) e Transferência de calor por convecção nas paredes das PC d) para o ponto P1 183
Figura 84 - Passivo escalar na vista frontal e vista de seção na região de ignição para as pré-câmaras PC_a_1Ø3_4Ø2, PC_b_1Ø3_4Ø2, PC_c_1Ø3_4Ø2 e PC_b_1Ø3_8Ø2 no momento típico de ignição (-30°) 189
Figura 85 - Energia cinética turbulenta na vista frontal ampliada e vista de seção na região de ignição para as pré-câmaras PCA1, PCB1, PCC1 e PCB3 no momento típico de ignição (-30°) 190
Figura 86 - Passivo escalar na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_0_4Ø1.8, PC_b_0_4Ø1.5 e PC_b_0_4Ø1.2 no momento típico de ignição (-30°) 191
Figura 87 - TKE na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_0_4Ø1.8, PC_b_0_4Ø1.5 e PC_b_0_4Ø1.2 no momento típico de ignição (-30°)..... 192
Figura 88 - Velocidade na vista frontal e vista de seção na região de ignição para as pré-câmaras PCB4_Ø1.8mm, PCB4_Ø1.5mm e PCB4_Ø1.2mm no momento típico de ignição (-30°).. 192
Figura 89 - Passivo escalar na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_0_4Ø1.8_off 0.3, PC_b_0_4Ø1.8_off 0.8 e PC_b_0_4Ø1.8_off 1.4 no momento típico de ignição (-30°) 194
Figura 90 - Energia cinética turbulenta na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_0_4Ø1.8_off 0.3, PC_b_0_4Ø1.8_off 0.8 e PC_b_0_4Ø1.8_off 1.4 no momento típico de ignição (-30°) 195
Figura 91 – Passivo escalar na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3.5_0 no momento típico de ignição (-30°)..... 196
Figura 92 – TKE na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3.5_0 no momento típico de ignição (-30°) 196
Figura 93 – Velocidade na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3.5_0 no momento típico de ignição (-30°)..... 197
Figura 94 – Curvas de pressão (superior) e taxa de liberação de calor (inferior) na região do cilindro para as sete configurações analisadas 198
Figura 95 – Passagem da frente de chama (representada pelo HRR) pelo furo central da configuração PC_b_1Ø5_0 na vista frontal 199
Figura 96 – Frente de chama no instante de MFB 10_Cil na vista superior para as configurações PC_b_0_4Ø1.5, PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3_4Ø2 200
Figura 97 – Posição da frente de chama no momento que antecede a sua passagem da pré-câmara para a câmara principal para as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5..... 201

Figura 98 – Escoamento e turbulência no momento da ignição para as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5 202
Figura 99 – Distribuição de lambda no MFB 10_PC para as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5 203
Figura 100 – HRR específico para as pré-câmaras de 1% e 2,5% de volume e furos laterais de 1 mm e 2 mm de diâmetro..... 212
Figura 101 – Transferência de calor por convecção para as pré-câmaras de 1% e 2,5% de volume e furos laterais de 1 mm e 2 mm de diâmetro..... 213
Figura 102 – Curvas de pressão na câmara de combustão principal e na pré-câmara para as configurações analisadas 214
Figura 103 – Curvas de TKE e velocidade na região dos furos para as configurações analisadas 215
Figura 104 – Vista superior da isosuperfície de temperatura (1900K a 2600K – ΔT = 50K) em diferentes ângulos para as configurações testadas..... 216
Figura 105 – Isosuperfícies de temperatura (a), TKE (b) e velocidade (c) para a configuração PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) no ângulo 19,1°..... 217
Figura 106– Vista frontal da fração mássica de OH* e gráfico de TKE e OH* nos quatro furos para a PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) no ângulo 19,1° 218
Figura 107– Vista frontal da fração mássica de OH* e gráfico de TKE e OH* nos quatro furos para a PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm) no ângulo 9,5° 219

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Geração de energética elétrica por fonte em 2021 27
Tabela 2 – Razões ar/combustível estequiométricas para diferentes combustíveis 39
Tabela 3 – Comparação entre algumas propriedades da gasolina e do etanol 63
Tabela 4 – Típicos valores das constantes dos modelos *k-ε* clássico e *RNG* 79
Tabela 5 – Resumo dos principais estudos sobre a influência da geometria da pré-câmara no desempenho do TJI 102
Tabela 6 – Resumo dos principais estudos sobre a influência do combustível no desempenho do TJI 109
Tabela 7 – Resumo dos principais estudos sobre a influência da abertura de válvulas, gases residuais e do movimento da carga no desempenho do TJI 116
Tabela 8 – Especificações do motor utilizado nos testes experimentais 120
Tabela 9 – Especificações da instrumentação utilizada nos testes experimentais 121
Tabela 10 – Especificações dos materiais utilizados na fabricação das pré-câmaras 126
Tabela 11 – Especificações das configurações de PC estudadas na fase 1 de testes 127
Tabela 12 – Especificações dos materiais utilizados e parâmetros de injeção dos *sprays* 130
Tabela 13 – Valores dos multiplicadores após processo de otimização 141
Tabela 14 – Diferenças dos parâmetros para as condições iniciais nos modelos unidimensionais utilizados 142
Tabela 15 – Tempo de simulação e pressão máxima no cilindro para simulações de diferentes tamanhos de malha (*em relação à malha de 7 mm) 146
Tabela 16 – Resumo dos refinamentos fixos para a criação da malha volumétrica 148
Tabela 17 – Tempo de simulação e temperatura média ao longo da linha traçada na região de ignição 151
Tabela 18 – Tempo de simulação e pressão máxima para os mecanismos cinéticos químicos testados 153
Tabela 19 – Coeficiente de descarga para a admissão e exaustão 166
Tabela 20 – Valores de incertezas expandidas médias associadas aos experimentos 173
Tabela 21 – Variação da η_f (%) para as configurações com PC em relação ao SI 175
Tabela 22 – Variação do MFB 10-50 (°) para as configurações com PC em relação ao SI .. 177
Tabela 23 – Variação do MFB 50-90 (°) para as configurações com PC em relação ao SI .. 177
Tabela 24 – Valor do COV-IMEP (%) para as configurações com PC e SI 179

Tabela 25 – Variação do MFB 50 (°) para as configurações com PC em relação à 8° 179
Tabela 26 – Variação de NOx (g/kWh) para as configurações com PC em relação ao SI 185
Tabela 27 – Variação de HC (g/kWh) para as configurações com PC em relação ao SI 186
Tabela 28 – Especificações das configurações de PC estudadas na extrapolação da fase 1 de testes 187
Tabela 29 – Especificações das configurações de PC a serem estudadas nos testes da fase 2 205
Tabela 30 – Variação da η_f (%) para as configurações com PC em relação ao SI 206
Tabela 31 – Variação do MFB 10-50 (°) para as configurações com PC em relação ao SI .. 207
Tabela 32 – Variação do MFB 50-90 (°) para as configurações com PC em relação ao SI .. 207
Tabela 33 – Valor do COV-IMEP (%) para as configurações com PC e SI 208
Tabela 34 – Variação de HC (g/kWh) para as configurações com PC em relação ao SI 209
Tabela 35 – Variação de NOx (g/kWh) para as configurações com PC em relação ao SI 209
Tabela 36 – Variação dos parâmetros em relação à configuração SI 220

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de seção transversal [m²]
A/F	Razão ar/combustível [-]
A_{eff}	Área efetiva para fluxo [m²]
A_f	Área total dos furos de interconexão da pré-câmara [m²]
a_i	Aceleração normal [m/s²]
A_r	Área de referência [m²]
A_s	Área superficial [m²]
A_{sf}	Fator pré-exponencial de Arhenius [-]
$A_{\alpha,i}$	Área da projeção do vetor na face α [m²]
B	Diâmetro do cilindro [m]
B_0	Constante do modelo de instabilidades de Kelvin-Helmholtz [-]
B_1	Constante do tempo de quebra [-]
c	Velocidade do som no meio [m/s]
C_1	Constante do modelo WoschniGT [-]
C_2	Constante do modelo WoschniGT [-]
C_d	Coeficiente de descarga [-]
C_D	Coeficiente de arrasto [-]
C_f	Fator de fricção de Fanning [-]
C_μ	Constante do modelo de turbulência [-]
d	Diâmetro da gota [m]
D	Diâmetro equivalente [m]
D_t	Coeficiente de difusão mássica [m²/s]
D_v	Diâmetro da válvula [m]
E_a	Energia interna de ativação [J]
e_b	Energia da zona queimada [J]
E_i	Energia interna total [J]
E_{sf}	Energia de ativação [J]
e_u	Energia da zona não queimada [J]
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m²K]
h_e	Entalpia específica total [J/kg]
H_m	Entalpia da espécie “m” [J]
$\bar{h}_m$	Entalpia específica molar da espécie “m” [kJ/mol]
k	Energia cinética turbulenta [J]
k_{fr}	Coeficiente de velocidade de reação direto [-]
K_p	Coeficiente de perda por pressão [-]
k_{pr}	Constante de equilíbrio [-]
k_{rr}	Coeficiente de velocidade de reação reverso [-]

K_t	Condutividade turbulenta [W/m²K]
L_b	Comprimento de quebra [m]
L_i	Comprimento integral da escala de Taylor [m]
L_v	Levantamento da válvula [m]
m	Massa do volume de controle [kg]
m	Expoente da densidade da equação de Arrhenius
M	Número total de espécies [-]
$\dot{m}$	Vazão mássica na fronteira do volume [kg/s]
m_a	Massa de ar [kg]
$\dot{m}_a$	Vazão mássica de ar [kg/s]
m_b	Massa da zona queimada [kg]
M_d	Massa da gota [kg]
m_f	Massa de combustível [kg]
$\dot{m}_f$	Vazão mássica de combustível [kg/s]
M_{form}	Massa das espécies formada de particulados [kg]
M_s	Produção de massa de particulados [kg]
M_{so}	Taxa de oxidação de massa de particulado [kg/s]
m_u	Massa da zona não queimada [kg]
$m_{uf,i}$	Massa de combustível injetado [kg]
M_{Wc}	Peso molecular do carbono [kg/kmol]
n	Expoente de temperatura [-]
N	Velocidade angular do motor [rpm]
n_r	Número de rotações por ciclo de trabalho [-]
p	Pressão do gás na câmara de combustão [Pa]
P	Pressão [Pa]
P_0	Pressão de estagnação [Pa]
P_{atm}	Pressão atmosférica [Pa]
P_i	Pressão instantânea do fluido [Pa]
p_m	Pressão do fluido no ciclo sem combustão [Pa]
P_r	Pressão anterior à combustão [Pa]
$\dot{Q}$	Taxa de liberação de calor [W]
Q_b	Taxa de liberação de calor da zona queimada [W]
q_g	Maior número de gotas [-]
$\dot{Q}_u$	Taxa de liberação de calor da zona não queimada [W]
r	Raio da gota [m]
R	Número total de reações [-]
r_c	Razão volumétrica de compressão [-]
Re	Número de Reynolds [-]
Re_d	Número de Reynolds da gota [-]
R_u	Constante universal dos gases [J/mol.K]
S	Termo fonte de energia [J]

Sc	Número de Schimit [-]
Sh_d	Número de Sherwood [-]
S_i	Termo fonte [-]
S_L	Velocidade laminar de chama [m/s]
$\bar{S}_p$	Velocidade média do pistão [m/s]
t	Tempo [s]
T	Temperatura [K]
T_0	Temperatura de estagnação [K]
T_a	Temperatura de ativação [K]
T_d	Temperatura da gota [K]
T_f	Temperatura do fluido [K]
T_g	Temperatura do gás [K]
T_p	Temperatura da parede [K]
T_r	Temperatura do fluido de trabalho antes da combustão [K]
u	Velocidade do fluido [m/s]
u_i	Velocidade na direção i [m/s]
u'_i	Flutuação de velocidade na direção i [m/s]
$\bar{u}_i$	Velocidade média na direção i [m/s]
u_j	Velocidade na direção j [m/s]
u'_j	Flutuação de velocidade na direção j [m/s]
u_{rel}	Velocidade relativa entre o gás e a gota [m/s]
V_n	Componente normal da velocidade da gota em direção a superfície [m/s]
$\forall$	Volume [m³]
$\forall_b$	Volume da zona queimada [m³]
$\forall_c$	Volume morto [m³]
$\forall_d$	Volume deslocado [m³]
w	Velocidade média do gás na câmara de combustão [m/s]
$\forall_p$	Volume total das gotas “p” que colidiram com a parede [m³]
$\forall_{PC}$	Volume da pré-câmara [m³]
$\forall_r$	Volume do fluido de trabalho antes da combustão [m³]
$\forall_u$	Volume da zona não queimada [m³]
$\dot{W}$	Potência [W]
W_c	Trabalho produzido por ciclo [J]
We_g	Número de Webber do gás [-]
We_i	Número de Webber da gota [-]
We_l	Número de Webber do líquido [-]
x	Comprimento de discretização [m]
x_i	Direção “i” [-]
x_j	Direção “j” [-]
X_m	Símbolo para a espécie “m” [-]
$[X_m]$	Concentração molar da espécie “m” [mol/m³]

y	Distorção da gota [m]
Y_l	Fração mássica de vapor [-]
Y_l*	Fração mássica de vapor na superfície da gota [-]
Y_m	Fração mássica de vapor da espécie “m” [-]
Z	Número de Ohnesorge [-]
$\upsilon''_{m,r}$	Coeficiente estequiométrico dos produtos para espécies “m” e reações “r” [mol]
$\upsilon'_{m,r}$	Coeficiente estequiométrico dos reagente para espécies “m” e reações “r” [mol]
υ_i	Velocidade da gota [m/s]

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

γ	Razão entre os calores específicos a pressão e volume constantes [-]
δ	Espessura da camada limite [m]
δ_{ij}	Função delta de Kronecker [-]
ε	Dissipação da energia cinética turbulenta [m²/s²]
θ	Posição angular do virabrequim em relação ao PMS de compressão [°]
λ	Fator lambda [-]
Λ	Comprimento de onda [m]
Λ_{RT}	Comprimento de onda da instabilidade de Rayleigh-Taylor [m]
μ	Viscosidade dinâmica [N.s/m²]
μ'	Viscosidade de dilatação [N.s/m²]
μ_{ar}	Viscosidade do ar [N.s/m²]
μ_t	Viscosidade turbulenta [N.s/m²]
π	Constante Pi [-]
ρ	Densidade do fluido [kg/m³]
ρ_l	Densidade do líquido [kg/m³]
ρ_m	Densidade de cada espécie “m” [kg/m³]
σ	Tensão superficial do líquido [N/m²]
σ_{ij}	Tensões viscosas [N/m²]
ξ	Fração de massa de gases queimados na zona não queimada

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMR	Refinamento adaptativo de malha (do inglês: *Adaptative Mesh Refinement*)
BMEP	Pressão média efetiva de eixo (do inglês: *Break Mean Effective Pressure*)
CA	Ângulo de eixo do motor (do inglês: *Crank Angle*)
CAD	Desenho assistido por computador (do inglês: *Computer Assisted Design*)
CFD	Dinâmica dos fluidos computacional (do inglês: *Computational Fluid Dynamics*)
CO	Monóxido de carbono
CO_2	Dióxido de carbono
CONOMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
CTM	Centro de Tecnologia da Mobilidade
DCRM	Multiplicador da taxa de combustão difusiva
DEM	Multiplicador do efeito de diluição
DI	Injeção direta (do inglês: *Direct Injection*)
DNS	Simulação numérica direta (do inglês: *Direct Numerical Simulation*)
E100	Etanol com adição de 4% de água (etanol hidratado)
E27	Gasolina com adição de 27% de etanol anidro
EGR	Recirculação dos gases de exaustão (do inglês: *Exhaust Gas Recirculation*)
ERM	Multiplicador da taxa de ejeção do jato
FCA	Fiat Chrysler Automóveis
FMEP	Pressão média efetiva de fricção (do inglês: *Friction Mean Effective Pressure*)
HC	Hidrocarbonetos
HCCI	Ignição por compressão de carga homogênea (do inglês: *Homogeneous Charge Compression Ignition*)
IDM	Multiplicador do atraso de ignição
IMEP	Pressão média efetiva indicada (do inglês: *Indicated Mean Effective Pressure*)
ISCO	Emissão específica indicada de monóxido de carbono
ISCO2	Emissão específica indicada de dióxido de carbono
ISHC	Emissão específica indicada de hidrocarbonetos
ISNOx	Emissão específica indicada de óxidos de nitrogênio
KH	Modelo de Kelvin-Helmholtz
KH-RT	Modelo combinado de Kelvin-Helmholtz e Rayleigh-Taylor
LES	Simulação de grandes escalas (do inglês: *Large Eddy Simulation*)
MFB	Fração de massa queimada (do inglês: *Mass Fraction Burned*)
MBT	Mínimo avanço para o torque máximo (do inglês: *Minimum spark advance for the maximum break torque*)
MEP	Pressão média efetiva (do inglês: *Mean Effective Pressure*)
MON	Número de octanos motor (do inglês: *Motor Octane Number*)
NO	Monóxido de nitrogênio

NOx	Óxidos de nitrogênio
PCRM	Multiplicador da taxa de combustão pré-misturada
PFI	Injeção indireta no pórtico de admissão (do inglês: *Port Fuel Injection*)
PISO	Pressão implícita com separação de operadores (do inglês: *Pressure Implicit with Splitting of Operators*)
PMEP	Pressão média efetiva de bombeamento (do inglês: *Pumping Mean Effective*
PMI	Ponto morto inferior (do inglês: *Bottom Dead Center* – BDC)
PMS	Ponto morto superior (do inglês: *Top Dead Center* – TDC)
PRF	Combustível de referência primária (do inglês: *Reference Primary Fuel*)
PROÁLCOOL	Programa Nacional do Álcool
PROCONVE	Programa Brasileiro de Controle de Emissões Veiculares
RANS	Média de Reynols das equações de Navier-Stokes (do inglês: *Reynolds Averaged Navier-Stokes)*
RON	Número de Octanas de pesquisa (do inglês: *Research Octane Number*)
RPM	Rotações por minuto
RT	Modelo de Rayleigh-Taylor
RVC	Razão volumétrica de compressão
SCRE	Motor monocilíndrico de pesquisa (do inglês: *Single Cylinder Research Engine*)
TAB	Analogia de quebra de Taylor (do inglês: *Taylor Analogy Breakup*)
TFSM	Multiplicador da velocidade turbulenta
TLSM	Multiplicador do comprimento de escala de Taylor
TPA	Análise de três pressões (do inglês: *Three Pressure Analysis*)
TRF	Combustível de referência ternário (do inglês: *Ternary Reference Fuel*)
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 25

1.1 OBJETIVOS E RELEVÂNCIA 30

1.2 ESCOPO DO TRABALHO 31

2 REFERENCIAL TEÓRICO 32

2.1 PARÂMETROS DE DESEMPENHO DO MOTOR 32

2.1.1 Torque e Potência 32

2.1.2 Pressão Média Efetiva 32

2.1.3 Eficiência de combustão 33

2.1.4 Eficiência térmica 34

2.1.5 Eficiência de conversão de combustível 35

2.1.6 Eficiência volumétrica 36

2.1.7 Coeficiente de descarga das válvulas 37

2.2 SISTEMAS DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL E FORMAÇÃO DA MISTURA AR/COMBUSTÍVEL 38

2.3 SISTEMAS DE IGNIÇÃO 43

2.3.1 Sistemas de ignição tradicionais 44

2.3.2 Sistemas de ignição avançados 45

2.3.3 Sistemas de ignição avançados: TI e TJI 46

2.4 PROCESSO DE COMBUSTÃO 51

2.4.1 Caracterização da combustão 55

2.4.2 Anomalias da combustão 58

2.5 COMBUSTÍVEIS 60

2.5.1 Índice de octano 60

2.5.2 Gasolina 61

2.5.3 Etanol 62

3 MODELAGEM NUMÉRICA 65

3.1 MODELAGEM UNIDIMENSIONAL DE MOTORES 65

3.1.1 Equações governantes 66

3.1.2 Modelo de Transferência de calor pela correlação de Woschni 67

3.1.3 Modelos de combustão em duas zonas 68

3.2 MODELAGEM TRIDIMENSIONAL DE MOTORES 73
3.2.1 Equações governantes 74
3.2.2 Modelos de turbulência 75
3.2.3 Modelo de injeção de combustível 79
3.2.4 Modelo de combustão 85
4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 89
4.1 ESTUDOS DE MOTORES COM PRÉ-CÂMARA NO CTM-UFMG 89
4.2 ESTADO DA ARTE 94
4.2.1 Influência da geometria da pré-câmara 94
4.2.2 Influência do combustível 103
4.2.3 Influência da abertura de válvulas, dos gases residuais e do movimento da carga 110
4.2.1 Considerações finais 117
5 METODOLOGIA 118
5.1 METODOLOGIA EXPERIMENTAL 119
5.1.1 Materiais e aparato Experimental 119
5.1.2 Projeto da pré-câmara 125
5.1.3 Teste de caracterização de spray 129
5.1.4 Procedimentos para realização dos testes 131
5.1.5 Emissões específicas 134
5.2 METODOLOGIA NUMÉRICA 135
5.2.1 Metodologia numérica unidimensional 136
5.2.2 Metodologia numérica tridimensional 143
5.2.2.1 Teste de sensibilidade e criação da malha volumétrica 144
5.2.2.2 Teste de números de ciclos e de mecanismos de cinética química 151
5.2.2.3 Coeficiente de descarga das válvulas 155
5.2.2.4 Condições iniciais e de contorno 158
5.2.2.5 Escoamento de enchimento na pré-câmara e tipos de visualizações de resultados 159
5.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS 161
6 RESULTADOS 163
6.1 RESULTADOS AUXILIARES 163

6.2 RESULTADOS DA PRIMEIRA FASE DE TESTES 174
6.2.1 Considerações finais sobre os resultados da fase 1 186
6.3 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DAS EXTRAPOLAÇÕES DA PRIMEIRA FASE DE TESTES 187
6.3.1 Resultados das simulações de enchimento da pré-câmara 188
6.3.2 Resultados das simulações com modelo completo 197
6.3.3 Considerações finais sobre a extrapolação dos resultados da fase 1 204
6.4 RESULTADOS DA SEGUNDA FASE DE TESTES 205
6.4.1 Considerações finais sobre os resultados da fase 2 210
6.5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS DAS EXTRAPOLAÇÕES DA SEGUNDA FASE DE TESTES . 210
6.5.1 Redução adicional do volume interno da pré-câmara 211
6.5.2 Apagamento da chama após a passagem do jato pelos furos da pré-câmara..... 213
6.5.3 Considerações finais sobre a extrapolação dos resultados da fase 2 219
6.6 RESULTADOS DA TERCEIRA FASE DE TESTES 220
7 CONCLUSÕES 222
7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 224
REFERÊNCIAS 226

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, há um grande interesse no desenvolvimento de tecnologias capazes de reduzir as emissões de gases poluentes intensificadores do efeito estufa produzidos pelos motores de combustão interna e aumentar a eficiência de conversão de combustível. Após a crise do petróleo na década de 1970, o preço do petróleo aumentou de forma significativa e diversas fontes alternativas aos combustíveis derivados de seu refino (gasolina, diesel, gás natural) foram estudadas. No Brasil, o Programa Nacional do Álcool (Próalcool) foi criado em 14 de novembro de 1975 com o intuito de promover ações que incentivassem o uso do etanol produzido a partir da cana-de-açúcar como biocombustível renovável, principalmente com o objetivo de substituir a gasolina nos motores de combustão interna (CRUZ et al., 2016a). Em âmbito internacional, os países signatários da Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (CQNUMC) realizaram a 28ª Conferência das Partes, mais conhecida como COP28. Nesta conferência, realizada de 30 de novembro a 12 de dezembro em Dubai, nos Emirados Árabes Unidos, foi estipulada a implementação da transição energética em nível global, a criação de um fundo de 420 milhões de dólares para apoiar os países impactados pelo aquecimento global e outras medidas que visam limitar o aumento médio da temperatura global em 1,5 ºC em relação à era pré-industrial (UNEP, 2023).

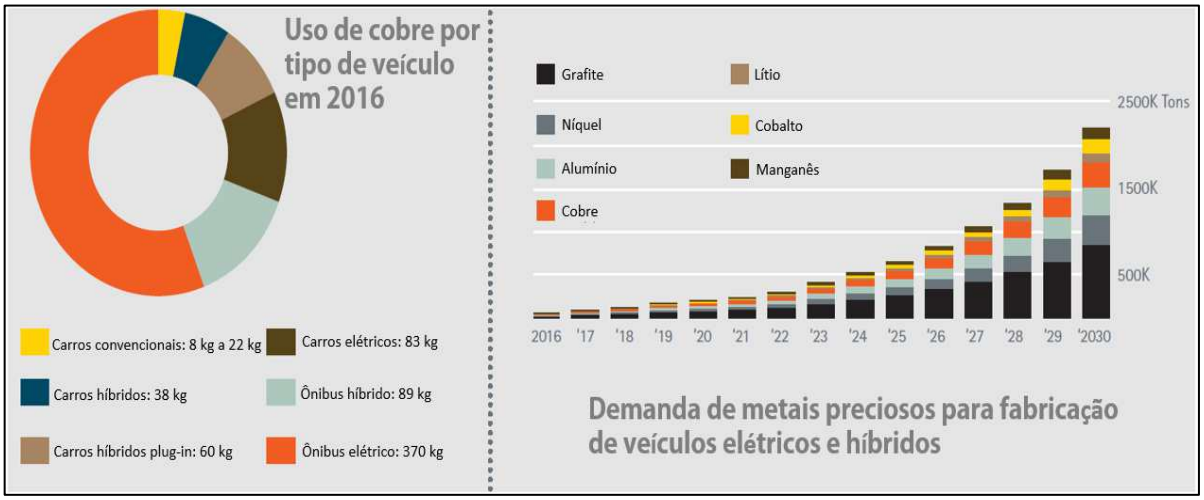
Uma alternativa para a substituição do uso dos derivados de petróleo no setor de transporte é a eletrificação. Segunda a Anfavea (Associação Nacional dos Fabricantes de Autoveículos), foram licenciados em 2021 no Brasil 34,84 mil veículos elétricos (totalmente elétricos, híbridos e híbridos *plug-in*), um aumento de 76,96 % em relação ao ano anterior. Apesar deste aumento significativo, esse número representa apenas 2,47 % do licenciamento de veículos *flex fuel*, que foi de 1,41 milhões em 2021 (ANFAVEA, 2022). Isso se deve a diversos fatores, tais como o alto valor para a aquisição dos veículos elétricos, a baixa autonomia destes veículos quando comparados aos veículos de combustão interna e a falta de infraestrutura para abastecimento nas rodovias e cidades.

Com relação ao custo de aquisição, o carro elétrico mais barato no Brasil em abril de 2022 foi o *Kwid E-Tech* da fabricante francesa *Renault*, custando R$146.990,00 (CÉSAR, 2022). A título de comparação, a versão a motor de combustão interna foi vendida no Brasil em abril de 2022 a partir de R$65.790,00; representando assim 44,76% do seu equivalente elétrico (RENAULT, 2022). Além do custo superior, o veículo elétrico tem sua energia armazenada em uma bateria elétrica de 27 kWh que demora 9 horas para ser recarregada de 15% até 80% de

carga em uma tomada de 220V doméstica (ou 40 minutos em uma estação de recarga rápida, que são extremamente escassas no Brasil) (BALHESSA, 2022). Deste modo, estes fatores acabam desestimulando grande parte da população que não possui poder aquisitivo suficiente para adquirir e manter um veículo elétrico.

Além do alto custo de um veículo elétrico, a densidade energética da bateria é um fator importante a ser considerado. Enquanto combustíveis como a gasolina e o etanol possuem 47,5 MJ e 24,7 MJ de energia por quilograma de combustível, respectivamente, uma bateria de íon de lítio tem densidade energética de apenas 0,3 MJ/kg (SCHLACHTER, 2012). Somado a isto, tem-se que as baterias dos veículos elétricos demandam grande quantidade de metais preciosos. Enquanto um veículo com motor a combustão interna demanda de 8 a 22 kg de cobre, um veículo elétrico necessita de até 83 kg de cobre para a sua fabricação (CDA, 2018), conforme ilustrado na Figura 1. Desse modo, espera-se um aumento considerável da demanda por metais preciosos para a fabricação de veículos elétricos, aumentando assim os impactos ambientais causados pela atividade de prospecção e beneficiamento de minerais (CDA, 2017).

Figura 1 – Uso de cobre, em 2016, por tipo de veículo e demanda de metais preciosos para fabricação de veículos elétricos e híbridos



Fonte: Adaptado de CDA (2017, 2018).

Outro ponto que deve ser considerado em relação à eletrificação dos veículos automotores é as fontes energéticas utilizadas pela matriz energética de país. A partir da análise da Tabela 1, observa-se que o Brasil é o país com o maior percentual de utilização de energia renováveis (em detrimento das fósseis) para a geração de energia elétrica dentre os países listados, com uma participação de 77,4% (55,4% de energia hidroelétrica e 22,0% das demais energias renováveis). Por outro lado, países como a Alemanha, EUA e Reino Unido apresentam apenas 40,4%, 19,9% e 39,3%, respectivamente, de participação da energia hidroelétrica e das

demais energias renováveis em sua matriz elétrica, sendo a média mundial de 27,8%. Além disso, verifica-se que a participação das fontes de energia de origem fóssil (gás natural, carvão mineral, petróleo e seus subprodutos) na matriz elétrica brasileira é de 20,1%, bem menor que os 43,8% da Alemanha, 65,7% da China, 35,4% da União Europeia e 61,2% da média mundial (BP GROUP, 2022).

Tabela 1 – Geração de energética elétrica por fonte em 2021

	Petróleo		Gás Natural		Carvão Mineral		Nuclear		Hidroelétrica		Renováveis (Sem Hidro)		Outras	
	10^9 kWh	%	10^9 kWh	%	10^9 kWh	%	10^9 kWh	%	10^9 kWh	%	10^9 kWh	%	10^9 kWh	%
EUA	20,2	0,4%	1693,8	38,4%	978,5	22,2%	819,1	18,5%	257,7	5,8%	624,5	14,1%	12,7	0,2%
Brasil	21,9	3,3%	86,9	13,2%	24,1	3,6%	14,7	2,2%	362,8	55,4%	144.0	22.0%	–	–
Alemanha	4,8	0,8%	89.0	15,2%	162,6	27,8%	69.0	11,8%	19,1	3,2%	217,6	37,2%	22,4	3,8%
Reino Unido	1,5	0,4%	124,2	40.0%	6,5	2.0%	45,9	14,8%	5.0	1,6%	116,9	37,7%	9,9	3,1%
Rússia	8,5	0,7%	496,8	42,9%	204,7	17,6%	222,4	19,2%	214,5	18,5%	5,4	0,4%	4,7	0,4%
China	12,2	0,1%	272,6	3,1%	5339,1	62,5%	407,5	4,7%	1300.0	15,2%	1152,5	13,5%	50,2	0,5%
União Européia	43.0	1,4%	548.0	18,9%	439,2	15,1%	732,2	25,2%	344,4	11,8%	730,2	25,2%	58,4	2.0%
Mundo	720,3	2,5%	6518,5	22,8%	10244.0	35,9%	2800,3	9,8%	4273,8	15.0%	3657,2	12,8%	252,2	0,8%

Fonte: Adaptado de BP Group (2022).

Com relação ao potencial de produção de biocombustíveis, o Brasil também apresenta um grande potencial de crescimento. O país protege e preserva a vegetação nativa em mais de 66% de seu território e cultiva apenas 7,6% das suas terras, ao passo que países como a Dinamarca, Reino Unido e Alemanha cultivam 76,8%, 63,9% e 56,9% de suas terras, respectivamente (EMBRAPA, 2017). Além do potencial de áreas agricultáveis, o Brasil também se destaca pelo emprego da tecnologia no campo. Segundo a Embrapa (2018), entre 1975 e 2015, a produtividade da mão de obra na agricultura brasileira aumentou 5,4 vezes, ao passo que a produtividade da terra aumentou em 4,4 vezes. Essa evolução da produtividade é devida, na sua maior parte, ao empregado da tecnologia e mão de obra especializada no campo, aumentando-se assim a produção sem ampliação da área cultivada.

Considerando todos estes fatores que favorecem a produção de biocombustíveis no Brasil, verifica-se que há um grande potencial para o etanol combustível. O etanol feito de cana-de-açúcar e milho representa 82% do mercado mundial de biocombustíveis, sendo o Brasil e os EUA responsáveis por 90% do mercado mundial (BORTOLETTO; ALCARDE, 2019). Enquanto a matéria-prima predominante para a produção do etanol estadunidense é o milho, a produção brasileira é preponderantemente a partir da cana-de-açúcar. A produtividade do etanol de cana-de-açúcar é, em média, 7 mil litros de etanol por hectare, o dobro dos 3,5 mil litros por hectare para o etanol proveniente do milho. Ademais, para cada 1 MJ de energia fóssil utilizada na produção do etanol a partir da cana-de-açúcar, são gerados 9,3 MJ de energia. Para o etanol

produzido a partir do milho, esta relação é de 1MJ para 1,5 MJ; sendo que nenhuma outra matéria-prima (como a beterraba e o óleo de palma) possui uma relação de energia fóssil utilizada por energia produzida tão vantajosa quanto a da cana-de-açúcar (LEITE; CORTEZ, 2008).

Uma vez que cerca de dois terços da massa da cana-de-açúcar é composta por fibras (materiais lignocelulósicos constituídos de celulose, hemicelulose e lignina) que não podem ser fermentados diretamente, boa parte do seu material não era aproveitado (LEITE; CORTEZ, 2008). Contudo, nas últimas décadas, vêm sendo aperfeiçoadas tecnologias que permitem aproveitar os rejeitos da cana-de-açúcar (bagaço e a palha) para a produção do denominado etanol de segunda geração. Para a produção do etanol de segunda geração, o material residual proveniente da produção do etanol de primeira geração é tratado física e quimicamente para limpar e expor suas fibras, sendo então realizado uma hidrólise (básica, ácida, enzimática, etc.) para decompor a celulose em açúcares possíveis de serem fermentados. O aproveitamento do bagaço e da palha da cana-de-açúcar pode aumentar a produção do etanol em até 50% (LORENZI; DE ANDRADE, 2019). Além da cana-de-açúcar, o sorgo sacarino é uma das plantas que mais se adaptam ao setor sucroalcooleiro. Por ser de ciclo curto (de 110 a 120 dias) e cultivada durante o verão, o sorgo sacarino fornece matéria prima para abastecer o mercado na entressafra da cana-de-açúcar, reduzindo a instabilidade de preços no mercado de etanol brasileiro (MAY et al., 2013).

Além de ser um biocombustível e permitir a independência das reservas de petróleo, o etanol também é empregado como aditivo antidetonante na gasolina, uma vez que possui um índice de octano superior (PULKRABEK, 1997). Com relação às emissões de CO_2, o etanol é menos poluente em comparação à gasolina. Considerando-se médias de rendimento de 10 km/l e 7 km/l para um veículo operando com gasolina e etanol, respectivamente, têm-se que as emissões totais são de 0,28 kg de CO_2/km para o veículo operando com gasolina e de 0,056 kg de CO_2/km para o veículo empregando etanol como combustível (CARVALHO, 2011). Ademais, a infraestrutura para a produção e a distribuição do etanol já estão plenamente instaladas no país, não sendo necessário robustos investimentos como ocorre para a implementação dos pontos de recarga para os veículos elétricos.

Nesse sentido, as soluções tecnológicas que reduzam as emissões de poluentes e aumentam a eficiência de conversão de combustível dos motores de combustão interna são de extrema importância, uma vez que a proibição da comercialização de veículos com motores de combustão interna, como o proposto pela União Europeia a partir de 2035 (TIDEY, 2022), não é exequível pelos motivos anteriormente citados. Além da utilização de combustíveis

renováveis tais como o etanol, atualmente há diversas tecnologias que visam o aperfeiçoamento do desempenho dos MCIs, tais como o *downsizing*, os novos blocos de liga de alumínio resultantes de complexos processos de fundição comando variável de válvulas, injeção direta de combustível à alta pressão, ciclo Miller e os modos avançados de combustão como o CAI (do inglês: *Controlled Auto Ignition*). Umas das tecnologias capazes de aumentar a eficiência de conversão de combustível e ao mesmo tempo reduzir as emissões de poluentes dos MCI é o método de ignição por pré-câmara (TOULSON; SCHOCK; ATTARD, 2010).

O modo de ignição por jato turbulento (do inglês: *Turbulent Jet Ignition* – TJI) consiste na utilização de uma pré-câmara de combustão para iniciar a ignição da câmara principal, havendo dois tipos de pré-câmara: a ativa e a passiva. No método TJI com pré-câmara passiva, a mistura presente dentro da câmara principal é comprimida e parte dela se dirige para a prê-câmara. A vela de ignição, que é instalada na pré-câmara, produz a centelha que dá início à combustão e conforme a combustão avança a chama se expande e então é expelida por um ou mais furos que conectam a pré-câmara e a câmara principal, na forma de jatos de alta velocidade. A injeção de combustível pode ser feita de forma indireta no pórtico da admissão (do inglês: *Port Fuel Injection* – PFI) ou de forma direta, dentro da câmara principal (do inglês: *Direct Injection* – DI) (TOULSON; SCHOCK; ATTARD, 2010). Já no TJI com pré-câmara ativa, há também um injetor instalado na pré-câmara. Nesse método, existe a possibilidade de se trabalhar com uma mistura estratificada, uma vez que se pode optar por operar com uma mistura rica ou estequiométrica na pré-câmera e uma mistura pobre na câmara principal, além de existir a possibilidade de se realizar múltiplas injeções na pré-câmara.

No sistema TJI, a combustão iniciada pela vela de ignição instalada na pré-câmara é expelida para a câmara de combustão principal por meio dos furos de interconexão. Uma vez que os diâmetros destes furos no sistema TJI são consideravelmente pequenos, tem-se que os jatos turbulentos de alta velocidade, ao passarem pela pré-câmara, são temporariamente apagados (do inglês: *quenching*). Nesse processo de ejeção da pré-câmara para a câmara principal, são formados produtos intermediários da combustão contendo radicais quimicamente ativos. Estes radicais são os responsáveis por iniciarem a combustão na câmara de combustão principal em múltiplos locais e de forma distribuída, garantindo assim que as distâncias de propagação das chamas sejam relativamente pequenas e a combustão seja mais rápida em comparação ao que seria para um motor SI (TOULSON; SCHOCK; ATTARD, 2010). Por outro lado, o modo de ignição por pré-câmara que não há apagamento total ou parcial da chama durante ou após a passagem pelos furos de interconexão é denominado lança-chamas (do inglês: *torch ignition*) ou ainda ignição por chama (do inglês: *flame ignition*).

Dentre os estudos que investigaram a utilização de ignição por pré-câmara, pode-se citar o realizado por Duan *et al*. (2021), que verificou que o uso de pré-câmara proporcionou um avanço de 7,1° do MFB 50 e reduziu o consumo específico de combustível em 24 g/kWh, sendo os testes realizados em um motor de 1,5 L turboalimentado, injeção direta e razão volumétrica de compressão de 11,0:1 na condição de 20 bar de BMEP e rotação de 2000 rpm. A pré-câmara passiva utilizada possui quatro orifícios com 1,5 mm de diâmetro cada e volume de 1,3 mL (3% do volume da câmara principal em PMS).

Com base no exposto, observa-se que há muito potencial para se melhorar o desempenho dos MCIs. O uso de combustíveis renováveis tais como o etanol e o emprego de sistemas de ignição avançada como o TJI em motores de combustão interna modernos ainda não foram amplamente explorados. Assim, este trabalho tem como objetivo caracterizar e analisar o desempenho de um motor com pré-câmara passiva em ampla faixa de rotação e carga, operando com etanol em alta razão volumétrica de compressão. Com isso, espera-se que o aumento na taxa de combustão ocasionado pelos múltiplos pontos de ignição e a elevação da energia de ignição decorrentes da implementação do sistema TJI aumentem a eficiência de conversão de combustível do motor estudado.

1.1 Objetivos e relevância

Este trabalho tem como objetivo geral desenvolver um sistema de ignição por jato turbulento com pré-câmara passiva que permita obter a melhora nos resultados de desempenho, de combustão e de emissões de gases poluentes, operando-se com etanol hidratado em condição estequiométrica em um motor monocilíndrico de pesquisa de alta razão volumétrica de compressão. Buscando atingir este objetivo geral, os seguintes objetivos específicos são propostos:

- Analisar experimentalmente a influência do TJI na eficiência de conversão de combustível indicada, quando comparado ao motor SI;
- Avaliar o consumo específico de combustível para a configuração SI e para as diferentes configurações de pré-câmaras TJI a serem testadas;
- Examinar as emissões específicas de poluentes;
- Investigar o impacto da utilização do sistema TJI nos principais parâmetros de combustão e ignição (MFB50, MFB10-90, avanço de ignição), tanto experimental quanto numericamente.

- Desenvolver numericamente uma geometria que produza os melhores resultados de desempenho, combustão e emissões de poluentes, analisando-se em CFD as diferentes etapas do processo de combustão com pre-câmara (enchimento da PC, mistura, propagação da chama, ejeção);
- Realizar testes experimentais que comprovem o desempenho da pré-câmara otimizada, quando comparada às demais geometrias e ao motor com ignição por centelha.

Deve-se ainda ressaltar que este estudo é parte integrante do programa ROTA 2030, projeto de Lei 13755 de 10 de dezembro de 2018, que visa incentivar os projetos de pesquisa e desenvolvimento de Inovação Tecnológica no Brasil (FI GROUP, 2022). O projeto de pesquisa "Desenvolvimento de um sistema de combustão "*Passive Turbulent Jet-Ignition*" em motor monocilíndrico de pesquisa para utilização de etanol hidratado com aplicação em motor multicilindrico flexfuel" com código do acordo de parceria 27192*35, no qual este trabalho está incluído, é uma parceria entre o Centro de Tecnologia da Mobilidade da Universidade Federal de Minas (CTM-UFMG), do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG), da empresa STELLANTIS e da empresa TEKSID do Brasil, sendo financiado pela Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa (FUNDEP).

1.2 Escopo do trabalho

No capítulo 1, é feita uma breve introdução, sendo também apresentados os objetivos gerais e específicos, a relevância e o escopo do trabalho.

Já no capítulo 2, é realizada uma revisão bibliográfica com os conceitos fundamentais para o entendimento do funcionamento dos MCIs.

No capítulo 3, é apresentado os detalhes das abordagens numérica unidimensional e tridimensional aplicadas neste trabalho.

Já no capítulo 4, é feita uma revisão sobre o estado da arte em relação às pesquisas de caráter experimental ou numérico na área de sistemas de ignição por pré-câmara.

No capítulo 5, é apresentada a metodologia experimental e numérica adotada neste trabalho, sendo detalhado os materiais e métodos aplicados nos testes e simulações realizados.

No capítulo 6 são detalhados os resultados e feita as suas devidas análises e discussões.

O capítulo 7 é utilizado para se apresentar as conclusões, além das recomendações para trabalhos futuros.

Por fim, são dadas as referências bibliográficas.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo é destinado à apresentação o referencial teórico para o embasamento do presente trabalho. Os conceitos fundamentais para o entendimento do funcionamento dos motores de combustão interna são apresentados, sendo detalhados os parâmetros de desempenho do motor, sistemas auxiliares (admissão, exaustão, injeção, ignição), combustíveis e processo de combustão.

2.1 Parâmetros de desempenho do motor

Alguns parâmetros são particularmente importantes na tarefa de se avaliar o desempenho dos motores de combustão interna. Dentre eles, os mais importantes são os relacionados às eficiências, ao consumo específico de combustível, à combustão e às emissões de poluentes.

2.1.1 Torque e Potência

O torque e a potência são parâmetros utilizados na caracterização do desempenho de um motor. O torque é dado pelo produto da força aplicada a um ponto pela distância entre o ponto de aplicação da força e o eixo de rotação do corpo. Em motores de combustão interna, o torque é um parâmetro que indica a capacidade do motor em realizar trabalho e a potência é a taxa na qual este trabalho é produzido (PULKRABEK, 1997). Potência e torque se relacionam conforme a Equação 1, sendo "$\dot{W}$" a potência (W), "W_c" o trabalho por ciclo (J), "T" o torque (N.m), "N" a velocidade angular do eixo virabrequim (rpm) e "n_r" o número de revoluções do eixo virabrequim por ciclo.

$$\dot{W} = \frac{T.2.\pi.N}{60} = \frac{W_c.N}{60.n_r} \tag{1}$$

2.1.2 Pressão Média Efetiva

Uma medida de desempenho muito utilizada para se mensurar a capacidade de trabalho do motor é o torque. Porém, o torque é muito dependente do volume deslocado do motor e não é o mais adequado para se comparar desempenho de diferentes motores. Assim, a pressão média efetiva é um parâmetro mais apropriado para se comparar desempenhos de motores, levando em consideração não somente a capacidade de realizar trabalho, mas também o volume

deslocado do motor. A pressão média efetiva (do inglês: *Mean Effective Pressure* – MEP) é obtida pela razão entre o trabalho extraído por ciclo e o volume deslocado do motor, conforme Equação 2, representando uma pressão média hipotética que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase de expansão para que fosse gerado o trabalho equivalente do ciclo (BRUNETTI, 2012), sendo "MEP" é a pressão média efetiva (Pa) e "V_D" o volume deslocado (m^3).

$$MEP = \frac{W_c}{V_D} = 60.\frac{\dot{W}.n_r}{V_D\ .N} \tag{2}$$

Dado que o trabalho por ciclo pode ser indicado ou efetivo, então a pressão média efetiva pode ser indicada (do inglês: *Indicated Mean Effective Pressu*re), representando a pressão média durante o tempo de expansão que produziria o mesmo trabalho indicado fornecido pela curva de pressão na câmara de combustão; ou pode ser efetiva do eixo (do inglês: *Break Mean Effective Pressure*), que representa a pressão média durante o tempo de expansão que produziria o mesmo trabalho realizado medido no eixo do motor. Além disso, a pressão média efetiva que se equivale à transferência de trabalho entre o pistão e os gases da câmara de combustão durante os tempos de admissão e exaustão é dada pela pressão média efetiva de bombeamento (do inglês: *Pumping Mean Effective Pressure*), já a pressão média efetiva que produziria o mesmo trabalho de atrito mecânico equivalente ao produzido durante o ciclo do moto é conhecida como pressão média efetiva de fricção (do inglês: *Friction Mean Effective Pressure*). Desse modo, estas pressões médias efetivas se relacionam da forma expressa pela Equação 3 (HEYWOOD, 2018):

$$IMEP = BMEP + FMEP \tag{3}$$

2.1.3 Eficiência de combustão

A eficiência de combustão é definida como a fração entre a energia liberada no processo de combustão e a energia fornecida ao motor. Esta eficiência contabiliza as parcelas de combustível que não participam da reação de combustão completa e é dada pela Equação 4. Os valores típicos de eficiência de combustão para um motor de ciclo Otto operando corretamente ficam em torno de 95% a 98% (PULKRABEK, 1997), sendo "η_c" a eficiência de combustão (%), "m_c" a massa de combustível injetada (kg), o "PCI" o poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg), "H_p" a entalpia dos produtos (kJ) e "H_r" a entalpia dos reagentes (kJ).

$$\eta_c = \frac{H_p - H_r}{m_c \,.\, PCI} \tag{4}$$

2.1.4 Eficiência térmica

A eficiência térmica é a razão entre o trabalho mecânico produzido em um ciclo do motor pela energia liberada no processo de combustão, sendo expressa pela Equação 5, sendo "η_t" a eficiência térmica (%), "W_c" o trabalho líquido realizado por um ciclo (J) e "Q" o calor adicionado ao ciclo (J).

$$\eta_t = \frac{W_c}{Q} \tag{5}$$

A eficiência térmica dada pela Equação 5 é relativa ao ciclo real. Para a análise da eficiência térmica de um MCI de ciclo Otto teórico, algumas simplificações podem ser feitas. Considerando-se um ciclo padrão a ar ideal composto por compressão isentrópica, adição de calor a volume constante, expansão isentrópica e rejeição de calor a volume constante (ÇENGEL, 2019), a eficiência térmica então pode ser calculada pela Equação 6, sendo "η_{tOtto}" a eficiência térmica do ciclo Otto ideal (%) e "γ" o coeficiente politrópico.

$$\eta_{t\,Otto} = 1 - \frac{1}{{r_c}^{\gamma-1}} \tag{6}$$

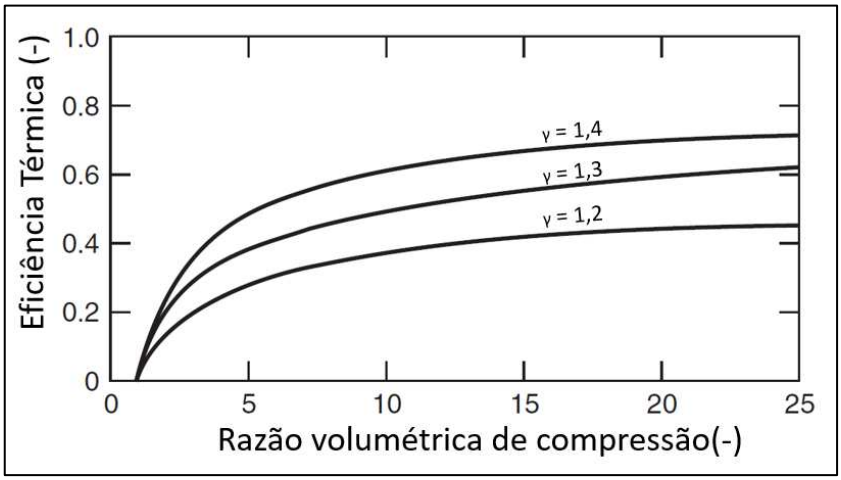
O parâmetro r_c é a razão volumétrica de compressão e é dado pela razão entre o máximo e mínimo volume no interior da câmara de combustão, conforme dado pela Equação 7, sendo "$\forall_c$" o volume da câmara de combustão quando o pistão se encontra em PMS (m^3) e "$\forall_d$" o volume deslocado (m^3).

$$r_c = \frac{\forall_c + \forall_d}{\forall_d} \tag{7}$$

Conforme dado pela Equação 6 e ilustrado pela Figura 2, verifica-se que a eficiência térmica para um ciclo Otto teórico depende apenas da razão volumétrica de compressão e da razão dos calores específicos, aumentando conforme estes valores aumentam. Para uma razão de calores específicos igual a 1,4, verifica-se que o aumento da razão volumétrica de

compressão de 10:1 para 15:1 eleva a eficiência térmica teórica em 5,96%. Este aumento na eficiência térmica não ocorre, em sua totalidade, no MCI real devido às perdas de calor que ocorrem ao longo do ciclo. Além disso, cabe-se ressaltar que o aumento da razão volumétrica de compressão em um motor real é limitado pelo surgimento de fenômenos de combustão anormais tais como a detonação (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2016).

Figura 2 – Eficiência térmica de um ciclo Otto teórico em função da razão volumétrica de compressão para diferentes γ.



Fonte: Adaptado de Ferguson (2016).

2.1.5 Eficiência de conversão de combustível

A eficiência de conversão de combustível (conhecida também por eficiência líquida indicada) é a razão entre o trabalho mecânico realizado pelo pistão em um ciclo e a energia fornecida pela mistura ar-combustível (HEYWOOD, 2018), sendo dada pela Equação 8, sendo "η_f" a eficiência de conversão de combustível (%), "m_c" a massa de combustível (kg); "PCI" o poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg) e "W_c" o trabalho realizado por um ciclo. Observa-se que esta eficiência também pode ser expressa pela multiplicação entre a eficiência de combustão e a eficiência térmica indicada.

$$\eta_f = \frac{W_c}{m_c \,.\, PCI} = \frac{1}{SFC \,.\, PCI} \tag{8}$$

O parâmetro "SFC" é o consumo específico de combustível (do inglês: *Specific Fuel Consumption*) e a razão entre o a massa de combustível e o trabalho realizado por ciclo.

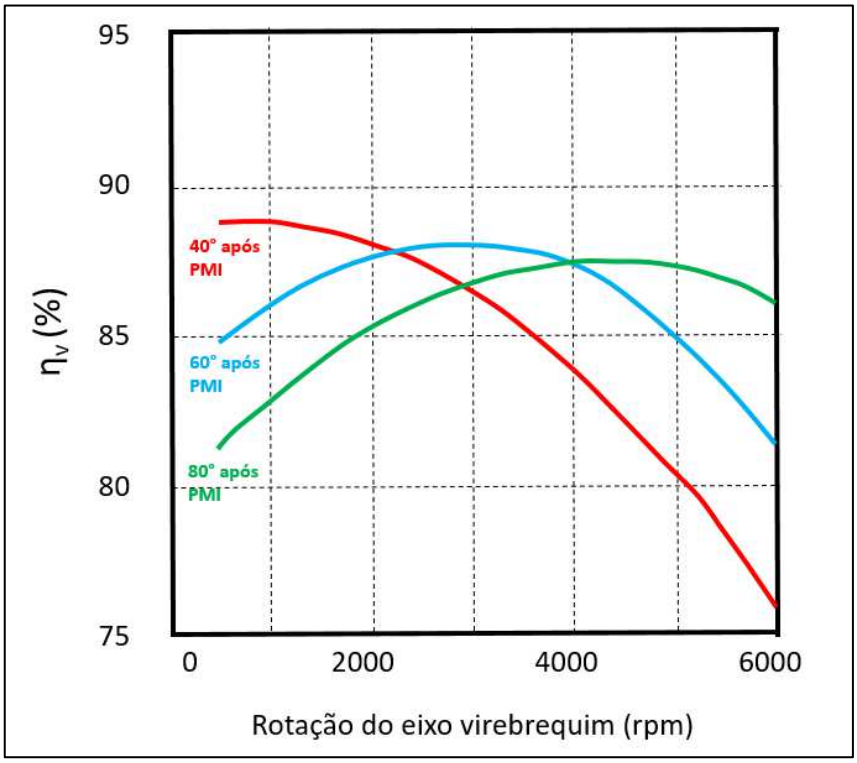
2.1.6 Eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica é um parâmetro que mensura a efetividade do processo de admissão de um motor a combustão interna, já que a quantidade de ar admitida pelo deslocamento do pistão é restringida pelos seus próprios componentes (filtro de ar, condutos de admissão, válvula), sendo definida pela razão entre a vazão mássica de ar admitida pela vazão mássica de ar teórica admitida pelo deslocamento do pistão (HEYWOOD, 2018), conforme a Equação 9, sendo "$\dot{m}_a$" a vazão mássica de ar admitido (kg/s), "N" a velocidade angular do eixo virabrequim (rpm), "V_d" o volume deslocado (m^3) e "ρ_a" a densidade do ar admitido (kg/m^3).

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_a V_d N} \tag{9}$$

A Figura 3 ilustra o impacto de diferentes ângulos do eixo virabrequim de atraso no fechamento da válvula de admissão (40°, 60° e 80°) na eficiência volumétrica ao longo da faixa de rotação do motor de 500 a 6000 rpm. Para rotações acima de 3000 rpm, maiores valores de ângulos (nesse caso o ângulo de 80°) provocam uma maior eficiência volumétrica devido ao efeito *ram* ser mais significativo do que o efeito do retorno do escoamento da mistura ar-combustível. Já para rotações abaixo de 3000 rpm, o efeito *ram* não se sobressai e o ângulo do eixo virabrequim de 40° de atraso no fechamento da válvula de admissão resulta em uma maior eficiência volumétrica.

Figura 3 – Eficiência volumétrica para diferentes ângulos de IC após o PMI.



Fonte: Adaptado de Heisler (1995).

Segundo Rodrigues Filho (2014), diversos fatores influenciam a eficiência volumétrica. A perda de carga devido ao atrito do fluido com as paredes do sistema de admissão e a restrição do escoamento imposta pelas válvulas limitam consideravelmente o escoamento de ar para dentro da câmara de combustão. O calor latente de vaporização do combustível tem influência significativa na eficiência volumétrica, uma vez que promove o resfriamento da carga de mistura fresca, aumentando assim a sua densidade e consequentemente a eficiência volumétrica do motor. A razão volumétrica de compressão altera a pressão dos gases durante o processo de exaustão, influenciando assim o processo de admissão em motores que possuem cruzamento de válvulas. Além desses fatores, a própria geometria dos condutos de admissão e descarga e a geometria das válvulas e do comando de válvulas influenciam no escoamento da mistura, alterando os fenômenos de inércia (efeito *ram* e *blowdown*) e os fenômenos pulsantes causados pelos gradientes de pressão nos coletores de admissão.

2.1.7 Coeficiente de descarga das válvulas

Um parâmetro importante que afeta eficiência volumétrica é o coeficiente de descarga das válvulas de admissão e exaustão. Diferentemente da eficiência volumétrica que leva em

consideração o processo de admissão do motor como um todo, o coeficiente de descarga é a razão entre a vazão mássica real e a vazão mássica teórica que passa por um determinado dispositivo. O coeficiente de descarga das válvulas (Cd) pode ser calculado pela Equação 10 (HEYWOOD, 2018), sendo "A_r" a área de referência da válvula (m^2), "P_0" e "P_T" as pressões (Pa) de estagnação e na restrição, respectivamente; "T_0" a temperatura de estagnação (K), "R" a constante dos gases ideal para o ar (J/kg.K) e "γ" a razão entre calores específicos a pressão e volume constantes.

$$C_d = \frac{\dot{m}_a (RT_0)^{\frac{1}{2}}}{A_R P_0 \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{1/\gamma} \left\{\frac{2\gamma}{\gamma - 1}\left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]\right\}^{1/2}} \tag{10}$$

O valor do coeficiente de descarga é dependente da escolha da área de referência. Caso a área de referência escolhida seja a área de cortina, então o gráfico de coeficiente de descarga em função do levantamento de válvula é decrescente, já que o aumento do valor da vazão mássica de ar não acompanha o aumento do valor do levantamento de válvula. Por outro lado, caso a área de referência escolhida seja a área da cabeça da válvula, então o gráfico de coeficiente de descarga em função do levantamento de válvula é crescente, pois o valor desta área é constante para qualquer levantamento de válvula.

2.2 Sistemas de injeção de combustível e formação da mistura ar/combustível

O sistema de alimentação de combustível de um motor de combustão interna é responsável pelo controle da quantidade de combustível presente na mistura ar-combustível. A correta dosagem da proporção entre o ar e o combustível não afeta somente os parâmetros de desempenho tais como torque e eficiência de conversão de combustível, mas também os níveis de emissões de poluentes e parâmetros de combustão. Os sistemas de injeção de combustível podem ser classificados em sistemas de injeção direta ou indireta. No sistema de injeção indireta, os injetores de combustíveis fornecem o combustível no coletor de admissão (do inglês: *Port Fuel Injection* - PFI), já no sistema de injeção direta (do inglês: *Direct Injetion* – DI) o combustível é introduzido pelo injetor dentro da câmara de combustão.

Um importante fator no processo de combustão é a razão ar/combustível "A/F", sendo dada pela razão entre a massa de ar e a massa de combustível. O fator lambda "λ" caracteriza a mistura ar/combustível formada no motor, sendo definida pela razão entre a razão ar/combustível real e estequiométrica, conforme a Equação 11 (HEYWOOD, 2018), sendo que

o subscrito “r” denota a razão ar/combustível real e o subscrito “s” indica a razão ar/combustível estequiométrica.

$$\lambda = \frac{\left(A/F\right)_r}{\left(A/F\right)_s} \tag{11}$$

O fator lambda igual a 1 significa que o motor está operando com mistura estequiométrica, isto é, o sistema de injeção está fornecendo uma quantidade de combustível que é equivalente a quantidade teórica necessária para que ocorra uma reação de combustão completa. Caso o motor esteja operando com um fator lambda menor que a unidade, significa que o sistema de injeção está fornecendo uma quantidade de combustível maior que a quantidade estequiométrica necessária para a reação de combustão completa, sendo esta mistura ar-combustível chamada de rica. Caso aconteça o oposto, então a mistura é considerada pobre e há uma menor quantidade de combustível - em relação à condição estequiométrica - fornecido ao motor, o que equivale dizer que o motor está operando com excesso de ar. Uma vez que a relação ar/combustível estequiométrica só depende da composição química dos regentes que participam da reação de combustão completa, então a relação “$A/F_{(s)}$” pode ser calculada e é dada conforme a Tabela 2 (PUJATTI, 2007).

Tabela 2 – Razões ar/combustível estequiométricas para diferentes combustíveis

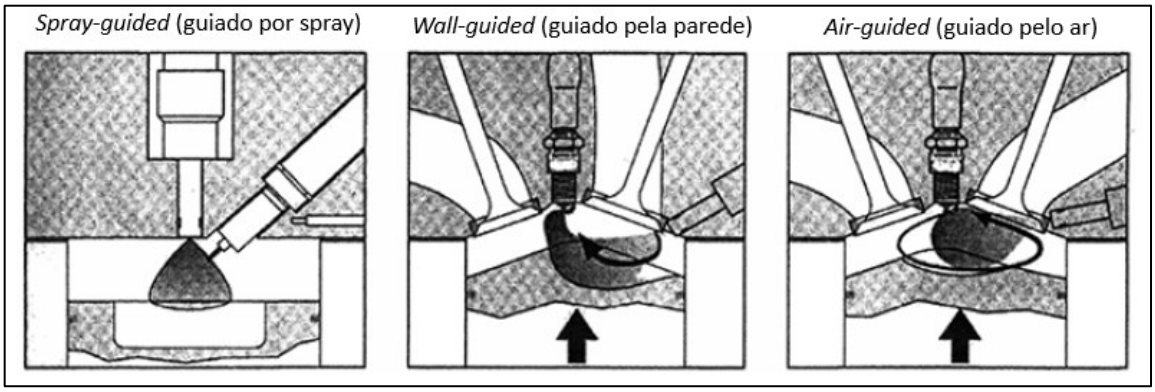
Combustível	A/F
Butano (C_4H_{10})	15,4:1
Diesel	15,2:1
Etanol (E100)	9,0:1
Etanol (E93W7)	8,36:1
Gasolina Pura (E0)	14,7:1
Gasolina Comum (E27)	13,4:1
Hidrogênio (H_2)	34,0:1
Metano (CH_4)	17,2:1
Metanol	6,4:1
Propano (C_3H_8)	15,6:1

Fonte: Adaptado de Pujatti (2007).

Diferentes estratégias de empobrecimento e enriquecimento de mistura podem ser adotadas para se obter melhores resultados de desempenhos dos motores de combustão interna. Com relação à uniformidade da mistura, há basicamente duas classificações: misturas homogêneas e misturas estratificadas. As misturas homogêneas ocorrem em todos os sistemas de injeção indireta (PFI) e em sistemas de injeção direta (DI) na qual o combustível é injetado até o início da fase compressão, havendo assim um intervalo de tempo suficientemente grande entre a injeção de combustível e o início do processo de combustão da mistura para que haja a sua homogeneização espacial completa, de modo que não há variação do fator lambda dentro da câmara de combustão. O sistema de injeção direta (DI) é uma tecnologia que permite a estratificação da mistura, bastando para isso realizar a injeção de combustível no final da fase de compressão, antes da ignição. A injeção tardia de combustível não concede tempo para ocorrência da homogeneização espacial do fator lambda de tal forma que se formam regiões onde a mistura é rica e outras onde a mistura é pobre.

Alguns tipos de diferentes estratégias de formação da mistura no sistema de injeção direta surgiram ao longo do tempo. Essas estratégias são utilizadas em motores SI modernos e são frequentemente divididas em *spray-guided*, *wall-guided* e *air-guided*, conforme ilustradas na Figura 4. Geralmente, estratégias *spray-guided* requerem uma maior proximidade entre o injetor e a vela de ignição. Já nas estratégias *wall-guided* e *air-guided* há uma maior distância entre o injetor e a vela de ignição permitindo um maior tempo para a mistura ar-combustível, produzindo-se assim um spray de composição mais uniforme (HEYWOOD, 2018). Na estratégia *wall-guided*, o *spray* injetado é direcionado até a região próxima à vela de ignição por meio da do contato direto com as paredes do topo do pistão. Uma vez que uma parte do combustível adere ao pistão e, portanto, não evapora, esse tipo de estratégia tende a aumentar as emissões de HC, CO e consumo de combustível. Na estratégia *air-guided*, o combustível é injetado no escoamento de ar que se movimenta a mistura de ar e combustível para a região próxima à vela. Nesta estratégia, o combustível não adere às paredes do pistão e cilindro. Já a estratégia *spray-guided*, o combustível é injetado próximo à região da vela de ignição, onde ocorre a sua evaporação e posterior queima. Essa estratégia é a que teoricamente possui maior eficiência (BAUMGARTEN, 2006).

Figura 4 – Formação de mistura em motores SI de injeção direta

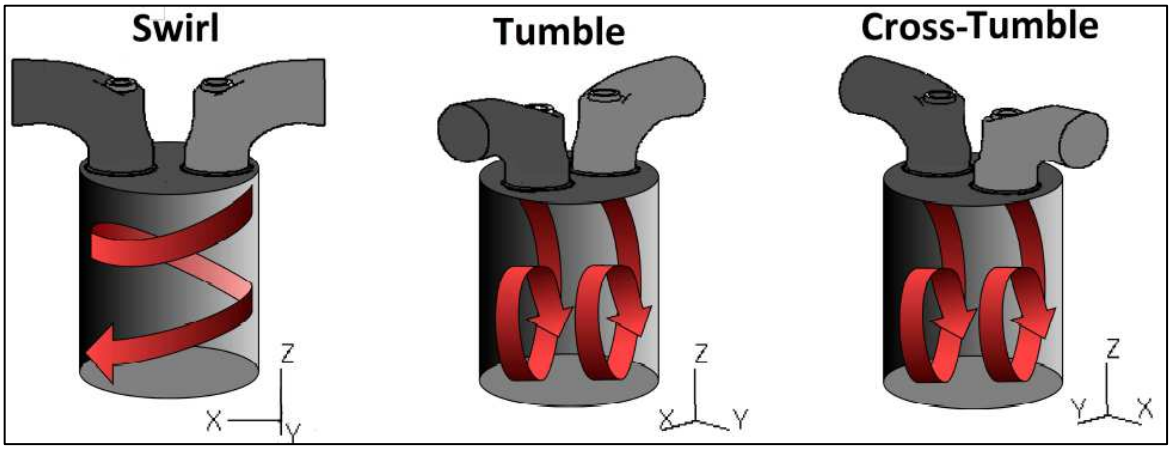


Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

A formação de mistura nos motores de combustão interna também está relacionada com o escoamento antes da entrada na câmara de combustão. A geometria dos coletores de admissão e da câmara de combustão influencia no nível de turbulência e na perda de carga do escoamento, influenciando assim na energia cinética da mistura ar-combustível. A restrição de área imposta pela válvula de admissão restringe o escoamento para dentro da câmara de combustão. Quando a válvula de admissão inicia o processo de abertura, a passagem do fluido entre a válvula e a sede de válvula produz gradientes de velocidade que induzem a produção de turbulência e regiões de recirculação entre o cabeçote e as paredes da câmara de combustão. Assim, a interação entre o escoamento e as paredes do sistema de admissão gera o movimento da carga admitida, sendo classificada como: *swirl*, *tumble* e *cross-tumble* (RECH, 2010).

Segundo Heywood (2018), o *swirl* é definido como a rotação organizada da carga em torno do eixo do cilindro, isto é, o eixo vertical (z). Apesar de haver diminuição nos níveis de *swirl* devido às perdas por atrito que ocorrem durante o ciclo, o *swirl* geralmente persiste durante os tempos de compressão e expansão. Por outro lado, o *tumble* é a rotação organizada da carga em torno do eixo ortogonal ao eixo do cilindro. Como há dois eixos ortogonais ao eixo do cilindro (eixos x e y), convenciona-se *tumble* em relação ao eixo *y* e *cross-tumble* em relação ao eixo *x*. A Figura 5 mostra o movimento de *swirl* bem como o de *tumbl*e e *cross-tumble*.

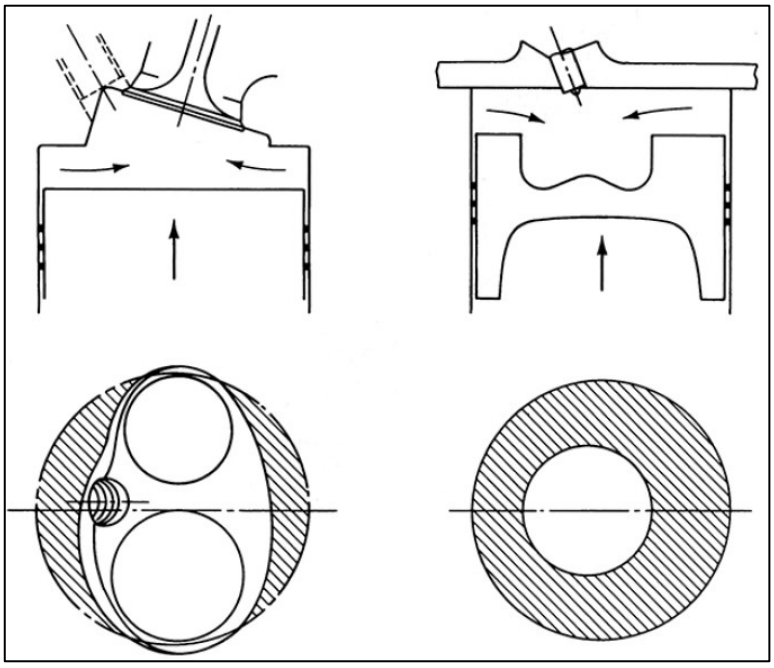
Figura 5 – Movimento da carga: *swirl*, *tumble* e *cross-tumble*



Fonte: Adaptado de Rech (2010).

Além do movimento de carga produzido pela interação entre o escoamento e o sistema de admissão, as superfícies do topo do pistão e da superfície do cabeçote na câmara de combustão, conforme vão se aproximando no final do tempo de compressão, produzem um movimento da carga no sentido radial, direcionando a carga presente nas regiões periféricas da câmara de combustão para o centro. O contrário ocorre no início do tempo de expansão, no qual o movimento entre a superfície do topo do pistão e da superfície do cabeçote na câmara de combustão é de afastamento, fazendo com que a carga presente na região central (que se encontra em elevado nível de pressão) se desloque para a região periférica, radialmente. Este movimento é conhecido como *squish* e é ilustrado na Figura 6. Observa-se que o movimento de *squish* é gerado internamento na câmara de combustão, diferentemente do *swirl* e *tumble* que são resultados das interações do escoamento com o sistema de admissão. A área hachurada na Figura 6 é denominada área de *squish*, sendo a área do topo do pistão na qual a distância entre o pistão e o cabeçote é mínima (HEYWOOD, 2018).

Figura 6 – Movimento da carga: *squish*



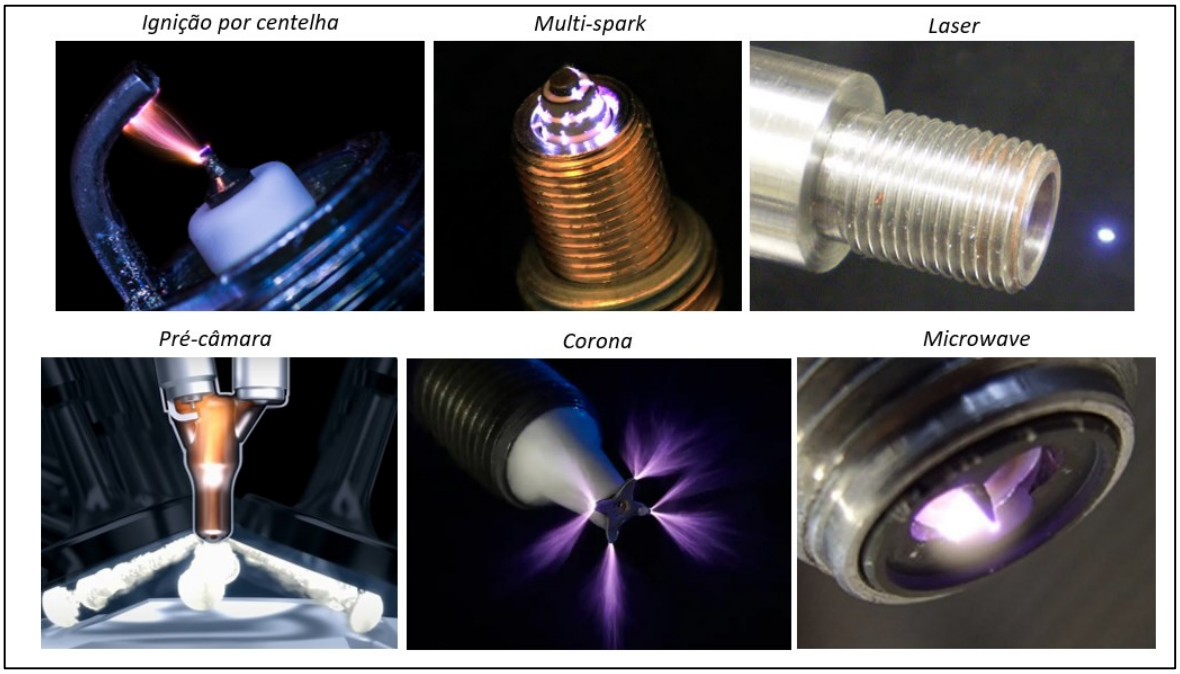
Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

2.3 Sistemas de ignição

A ignição é a responsável pelo controle do início das reações de combustão em um motor de combustão interna. Em um sistema de ignição ideal, o atraso da ignição é reduzido, de modo que, para um motor SI, o tempo entre o surgimento da centelha produzido pela vela de ignição e a combustão propriamente dita deve ser minimizado. Além disso, em um sistema de ignição de alto desempenho, a energia da ignição é maximizada e a ignição é iniciada em múltiplos pontos de modo a reduzir a distância percorrida pela chama dentro da câmara de combustão (ZHU et al., 2022).

Conforme Müller *et al*. (2018), os sistemas de ignição em motores de combustão interna podem ser classificados em ignição por ponto (do inglês: *Point Ignition*) e ignição espacial (do inglês: *Space Ignition*). Na ignição por ponto, a ignição por centelha (do inglês: *Spark Ignition* – SI) é a mais empregada em motores convencionais, mas pode-se citar também a ignição a laser (do inglês: *Laser Ignition*), ignição por centelhas múltiplas (do inglês: *Multi-spark Ignition*). Já na ignição espacial, tem-se a ignição por jato turbulento (do inglês: *Turbulent Jet Ignition*), ignição por corona (do inglês: *Corona Ignition*), ignição por compressão ou ignição espontânea (do inglês: *Compression Ignition*) e ignição por micro-ondas (do inglês: *Micro-wave Ignition*). Esses diferentes tipos de ignições são mostrados na Figura 7.

Figura 7 – Diferentes tipos de sistema de ignição



Fonte: Adaptado de Müller *et al*. (2018).

2.3.1 Sistemas de ignição tradicionais

Nos motores de ignição por centelha (SI), a energia de ativação que inicia o processo de combustão da mistura ar-combustível é fornecida pela centelha elétrica gerada pela vela de ignição. O valor da energia de ativação varia de 0,2 mJ para misturas estequiométricas até 3,0 mJ para misturas ricas ou pobres (BAUER, 2000; PUJATTI, 2007). Segundo Baeta (2006), a distância entre a carcaça da vela e o eletrodo influencia diretamente na tensão induzida e, consequentemente, na energia fornecida no processo de ignição. De acordo com Denton (2004), para uma centelha atravessar uma distância entre o eletrodo massa e o eletrodo central de 0.6 mm sob condições de pressão atmosférica, é necessária uma tensão elétrica de 2 kV a 3 kV. Considerando-se os valores de pressão interna na câmara de combustão de um motor com razão volumétrica de compressão de 8:1, este valor sobe para aproximadamente 8 kV. Caso a razão volumétrica de compressão volumétrica for ainda maior, uma tensão elétrica de 20 kV a 40 kV pode ser necessária (DENTON, 2004). Assim, as bobinas do sistema de ignição devem elevar os valores da tensão elétrica fornecida pela bateria até os níveis necessários para se gerar a centelha elétrica. Além disso, os cabos do sistema de ignição devem ser capazes de isolar eletricamente as tensões a que eles são submetidos.

A combustão no motor de ignição por compressão (do inglês: *Compression Ignition* – CI) ocorre através de uma sequência de diferentes processos. O combustível é injetado

diretamente na câmara de combustão do motor no final do processo de compressão, pouco antes do início desejado da combustão. O *spray* de combustível injetado se atomiza, as gotas de combustível movem-se através do ar de alta pressão e temperatura, vaporizando-se. A temperatura da mistura ar/combustível ultrapassa a temperatura de autoignição, inflamando-se espontaneamente. A combustão continua à medida que a mistura ar/combustível é preparada, conforme descrito anteriormente. Desse modo, tem-se que a taxa de queima é controlada primariamente pela taxa na qual o combustível é vaporizado e misturado com o ar. Esse processo de combustão é denominado como chamas não pré-misturadas ou chamas difusivas (HEYWOOD, 2018).

2.3.2 Sistemas de ignição avançados

O sistema de ignição por centelhas múltiplas produz várias centelhas em uma rápida sucessão com o intuito de se criar uma ignição global de maior densidade energética e duração, diminuindo-se o atraso de ignição e aumentando a velocidade da chama. O sistema de centelhas múltiplas que equipa o veículo Mercedes AMG GLC63 produz 5 centelhas no intervalo de 1 ms em um ciclo (SILVESTRO, 2018). No sistema de ignição a laser, a ignição é iniciada quando o laser de longo comprimento de onda e baixa energia incide sobre a mistura ar-combustível no interior da câmara de combustão. A iniciação térmica utiliza a energia do laser infravermelho para excitar (em energia de vibração) as espécies químicas presentes na mistura. Assim, há um controle preciso no tempo da ignição e na quantidade de energia liberada. Uma vez que a ignição a laser dispensa o eletrodo massa da vela de ignição convencional, há uma diminuição da quantidade de calor dissipada e uma maior vida útil da vela em comparação ao sistema de ignição por centelha convencional (MORSY, 2012).

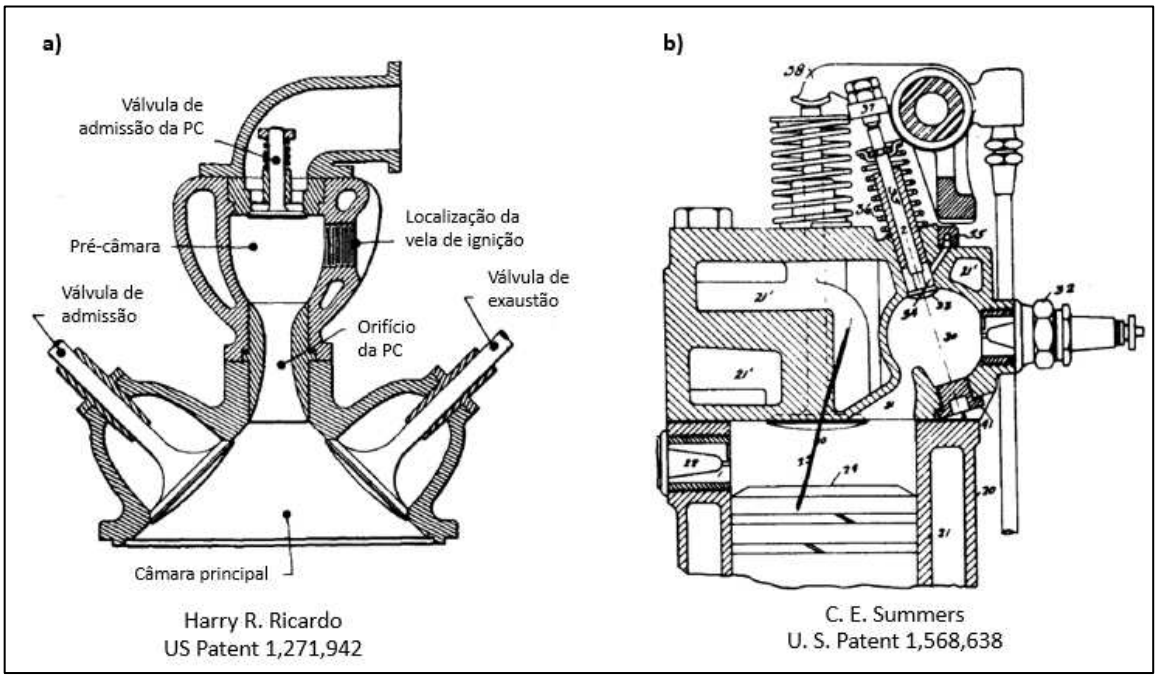
Na ignição por corona, alta tensão é aplicada ao eletrodo, fazendo com que os elétrons sejam acelerados a altas velocidade. Estes elétrons ultrapassam o valor do potencial de ionização das moléculas neutras da mistura ar-combustível, produzindo-se assim elétrons livres e íons positivos, surgindo assim um processo de ionização. Assim, uma grande quantidade de elétrons e íons positivos são direcionados aos eletrodos de carga oposta, formando-se assim a descarga elétrica. Os elétrons livres produzem ionização (plasma) desde que tenham energia cinética para superar o potencial de ionização das moléculas da mistura com as quais eles colidem (RAVI, 2018). Diferentemente do único arco elétrico formado pela vela do sistema de ignição por centelha convencional, os quatro fluxos de íons formados originados da ponta dos eletrodos da ignição por corona se estendem na câmara de combustão de maneira mais

distribuída, alcançando-se maior volume de mistura (BURROWS; LYKOWSKI; MIXELL, 2013). No sistema de ignição por micro-ondas, uma pequena fonte de micro-ondas é gerada localmente por uma fonte. Uma vez que a potência destas ondas é menor que a energia de ignição da mistura ar-combustível, então é utilizada uma vela de ignição para iniciar a ionização da mistura formando-se assim o plasma. O plasma então é expandido e a ignição é sustentada pela fonte de micro-ondas, resultando em uma alta concentração de radicais livres e boa estabilidade da combustão (IKEDA et al., 2009).

2.3.3 Sistemas de ignição avançados: TI e TJI

O primeiro conceito de motor equipado com pré-câmara foi patenteado por Harry R. Ricardo (1918) e apresentado em uma publicação na SAE por Ricardo (1922), conforme mostrado na Figura 8a. O motor em questão foi projetado com uma válvula de admissão auxiliar na pré-câmara, além da válvula de admissão e da válvula de exaustão da câmara principal. O carburador é dedicado ao fornecimento de uma mistura rica para a pré-câmara através da válvula de admissão auxiliar, ao passo que a câmara de combustão principal é abastecida somente com ar. O controle da potência é feito através da variação da razão ar-combustível e não pela quantidade de ar admitido. A vela de ignição é posicionada na pre-câmara, sendo esta última conectada com a câmara principal através de um orifício de conexão. Outro projeto do início do século XX que também contempla um motor com prê-câmara de carga estratificada (pré-câmara ativa) e com três válvulas por câmara de combustão (válvula auxiliar de admissão na pré-câmara) foi patenteado por Summers (1926) (Figura 8b). Nesta patente, dois carburadores são utilizados para fornecer a mistura ar-combustível de forma independente para câmara principal e para a pré-câmara. O carburador da pré-câmara fornece uma mistura de ar e combustível rica enquanto o carburador da câmara principal opera com misturas pobres podendo atingir valores de razão ar-combustível de até 40 para a gasolina, correspondendo a um fator lambda de 2,7 (TURKISH, 1974, 1975). A configuração da pré-câmara e do orifício de conexão proporcionam alta taxa de *swirl* na pré-câmara durante a compressão e a vela de ignição é posicionada de tal forma que durante a compressão a mistura pobre da câmara principal não se dirige diretamente a região onde a vela de ignição está instalada (TURKISH, 1974).

Figura 8 – Projetos de motor com pré-câmara propostos por Harry R. Ricardo (a) e Caleb E. Summers (b).



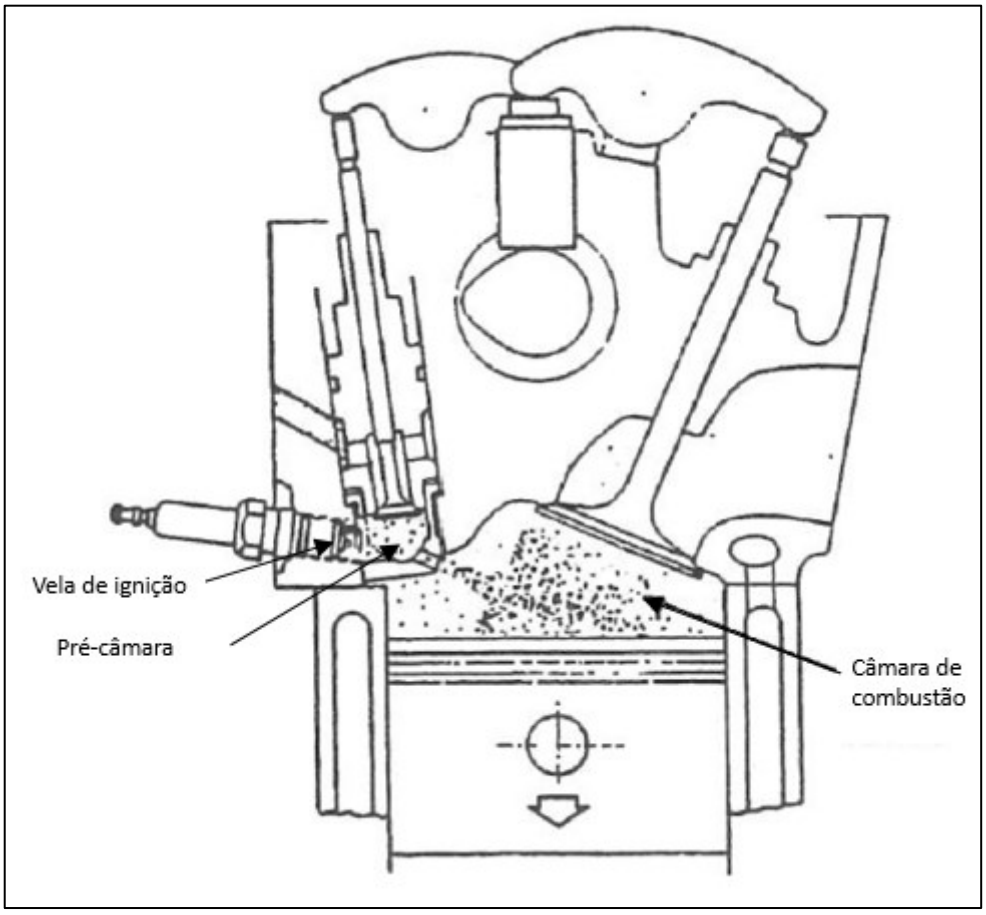
Fonte: Adaptado de Ricardo (1918) e Summers (1926).

Durante as décadas seguintes, outras patentes de motores com pré-câmara de diferentes geometrias e com múltiplos orifícios foram publicadas, tais como Mallory (1938), Bagnulo (1947) e Heintz (1959). Na década de 60, Lev Ivanovich Goossak patenteou um projeto de pré-câmara na qual os radicais ativos presentes nos produtos parciais da combustão ejetados da pré-câmara ajudam a iniciar a combustão na câmara principal em pontos de ignição múltiplos e distribuídos, sendo hoje conhecido como ignição por jato turbulento (do inglês: *Turbulent Jet Ignition* - TJI). Para motores dotados de pré-câmara com diâmetro dos furos maiores que aqueles presentes no sistema TJI, a ejeção dos produtos da combustão da pré-câmara para a câmara principal produz jatos com velocidades menores quando comparados àqueles obtidos no TJI, sendo que neste caso não há a extinção total da chama após ela ser ejetada, como ocorre no TJI. Para este mecanismo de ignição sem a ocorrência de extinção total da chama após a passagem pelos furos da pré-câmara e com velocidade de jato inferior ao produzido pelo TJI, dá se o nome de ignição por lança chamas (do inglês: *Torch Ignition* - TI). Esta teoria do mecanismo de reações químicas do TI e TJI foi inicialmente proposta por Nikolai Semenov (DAINTON, 1990) e constitui a base do que posteriormente foi desenvolvido no trabalho de Gussak (1963) sob o nome de LAG (ativação da combustão por avalanche).

Gussak (1963) desenvolveu um motor com pré-câmara com volume correspondente de 2% a 3% do volume da câmara de combustão. Conforme mostrado na Figura 9, a chama

proveniente da pré-câmara é ejetada para a câmara principal passando por orifícios que promovem uma redução de área muito maior que os projetos de pré-câmara desenvolvidos anteriormente (TOULSON; SCHOCK; ATTARD, 2010). Os MCIs dotados de sistema de ignição por pré-câmara são caracterizados por elevadas taxas de combustão, resultantes do aumento do nível de turbulência na câmara principal decorrente da elevada energia cinética dos jatos de combustão ejetados a partir da pré-câmara. Outro fator que eleva a taxa de combustão são os múltiplos pontos de ignição. A elevada energia de ignição possibilita que os motores TI e TJI operem com misturar pobres, o que proporciona uma redução do consumo específico de combustível da ordem de 15% a 20% (TURKISH, 1974).

Figura 9 – Processo LAG em um motor dotado de pré-câmara

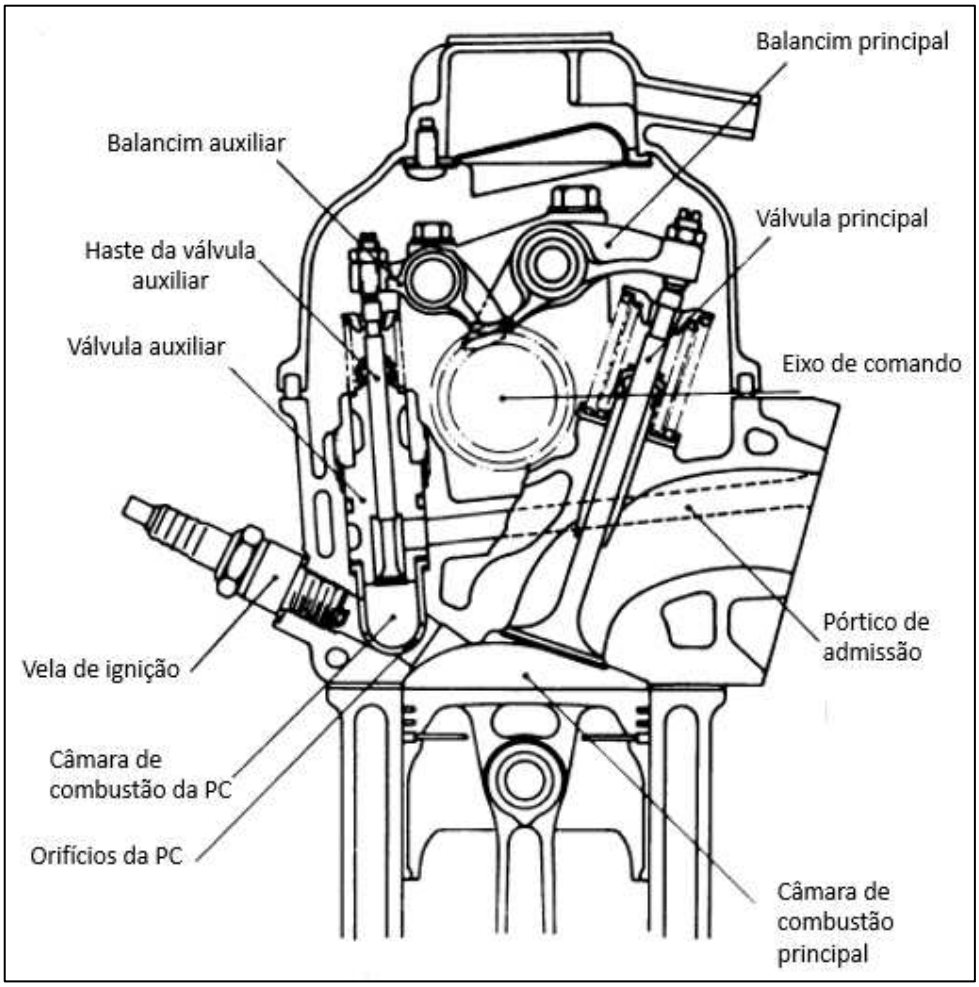


Fonte: Adaptado de Gussak (1963) e Toulson, Schock e Attard (2010).

Posteriormente, na década de 1970, o Centro de Pesquisa e Desenvolvimento da Honda desenvolveu o sistema de Combustão Controlada por Vórtice Composto (do inglês: *Compound Vortex Controlled Combustion* - CVCC). Neste motor, mostrado na Figura 10, o cabeçote possui duas válvulas por cilindro, sendo estas responsáveis pela admissão e exaustão da câmara principal. Para a pré-câmara, há uma terceira válvula para o controle da mistura rica fornecida

por um carburador dedicado à pré-câmara. Conforme Date *et al*. (1974) e Turkish (1974), algumas características de projeto deste motor incluem: dupla carburação visando a formação de mistura rica na pré-câmara e pobre na câmara principal, resultando assim em uma condição de operação com carga estratificada; revestimento de cobre na pré-câmara construída em aço, para o auxílio da vaporização das gotículas de combustível e pré-aquecimento da linha de combustível que alimenta a pré-câmara por meio dos gases da exaustão. Este sistema CVCC desenvolvido pela Honda foi utilizado por muitos anos em veículos como o Honda Civic, GM Vega e Chevrolet Impala, sendo apresentado baixo consumo de combustível e reduzido índices de emissões de gases poluentes (RODRIGUES FILHO, 2014).

Figura 10 – Motor CVCC desenvolvido pela Honda

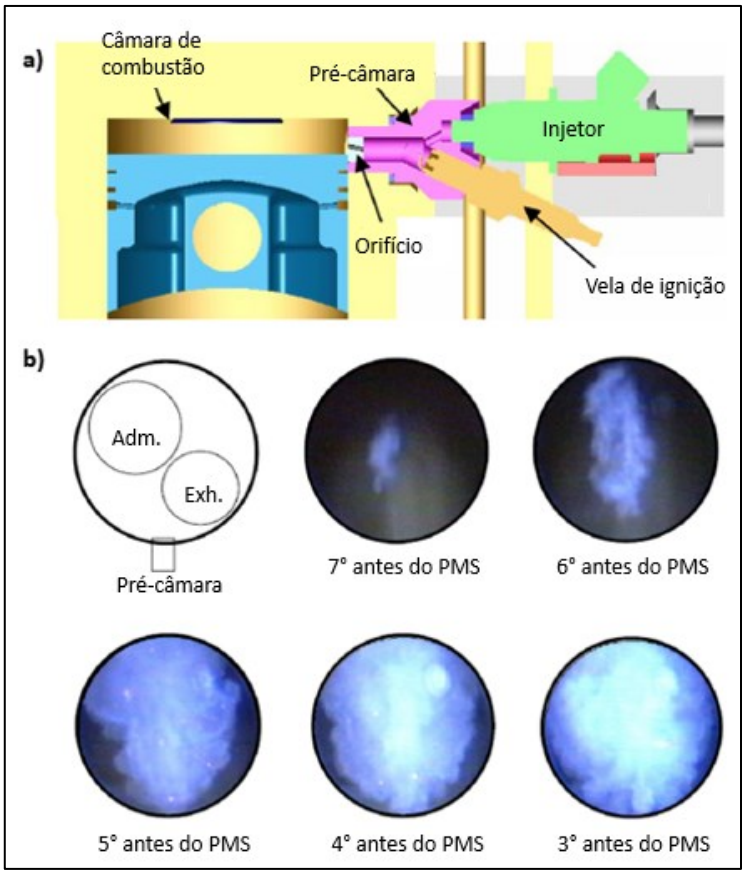


Fonte: Adaptado de Turkish (1975).

Watson *et al*. (1992) patentearam um sistema de ignição por jato turbulento assistido por hidrogênio (do inglês: *Hydrogen Assisted Jet Ignition* - HAJI). Este sistema, desenvolvido na Universidade de Melbourne, consiste em um sistema de ignição por pré-câmara capaz de iniciar a combustão de misturas extremamente pobres (gasolina como combustível da câmara

principal) com o auxílio da injeção de quantidade pequena de hidrogênio (aproximadamente 2% da energia do combustível principal). A Figura 11a mostra uma seção do sistema HAJI instalado no motor. Uma vez que a mistura na pré-câmara é inflamada, os jatos são ejetados pelos orifícios da pré-câmara em direção à câmara principal em alta velocidade, sendo extintos no momento da passagem pelos orifícios e reascendidos posteriormente na câmara de combustão, conforme mostra a Figura 11b. Segundo Toulson *et al*. (2010), a existência de produtos intermediários quimicamente reativos (radicais H e OH), além do alto nível de turbulência dos jatos, causam um nível de energia cerca de duas vezes o observado nos motores SI. Lumsden e Watson (1995) relatam que o limite de empobrecimento do HAJI pode ser estendido para um fator lambda igual a 5 na condição de válvula borboleta totalmente aberta, operando-se com gasolina como combustível principal e hidrogênio como combustível auxiliar.

Figura 11 – Vista em corte do sistema HAJI instalado no motor (a) e imagens do acesso óptico na câmara de combustão (b)



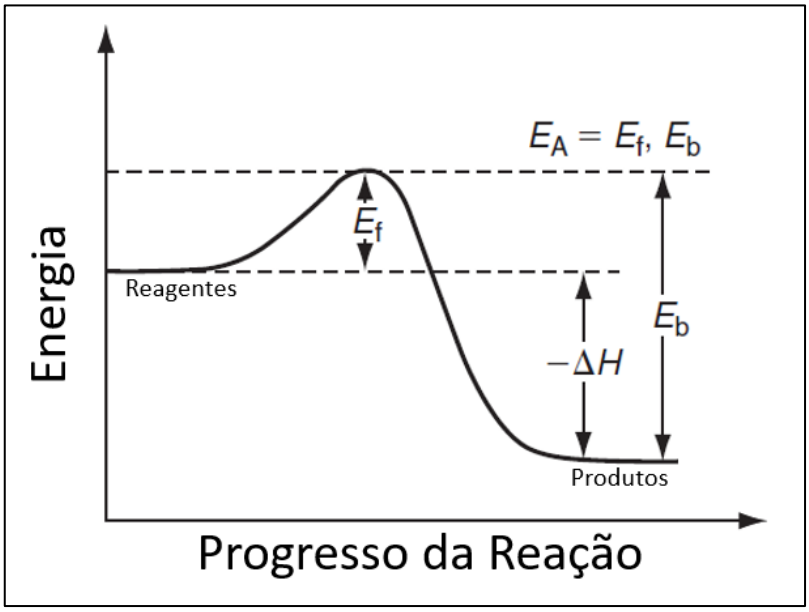
Fonte: Adaptado Toulson *et al*. (2010).

2.4 Processo de combustão

A combustão é uma reação química de oxidação em que elementos oxidáveis (combustível) reagem com um comburente, sendo este último um material gasoso que contém gás oxigênio. A combustão é uma reação exotérmica e por isso pode ser utilizada para a extração de trabalho e produção de potência mecânica. As reações de combustão são classificadas como oxirredução, uma vez que o combustível sofre oxidação e o comburente sofre redução para a formação dos produtos. Além disto, para que o processo de combustão se inicie, é necessária uma ignição, isto é, uma fonte de calor que forneça a energia mínima necessária para iniciar o processo. Esta energia é denominada energia de ativação "E_a" (GLASSMAN; YETTER, 2008).

A Figura 12 ilustra a energia em função do progresso da reação de combustão. O sentido direto da reação de combustão é a formação de produtos a partir dos reagentes, ao passo que no sentido inverso há a formação de reagentes a partir dos produtos. Deste modo, observa-se então que o valor da energia de formação "E_a" para o processo de combustão é "E_f" para o sentido direto e "E_b" para o sentido inverso, sendo "ΔH" a variação de energia da reação. Conforme dito anteriormente, o valor da energia de ativação para se iniciar o processo de combustão em um motor SI varia de 0,2 mJ para misturas estequiométricas até 3,0 mJ para misturas ricas ou pobres (BAUER, 2000; PUJATTI, 2007).

Figura 12 – Energia em função do progresso da reação de combustão

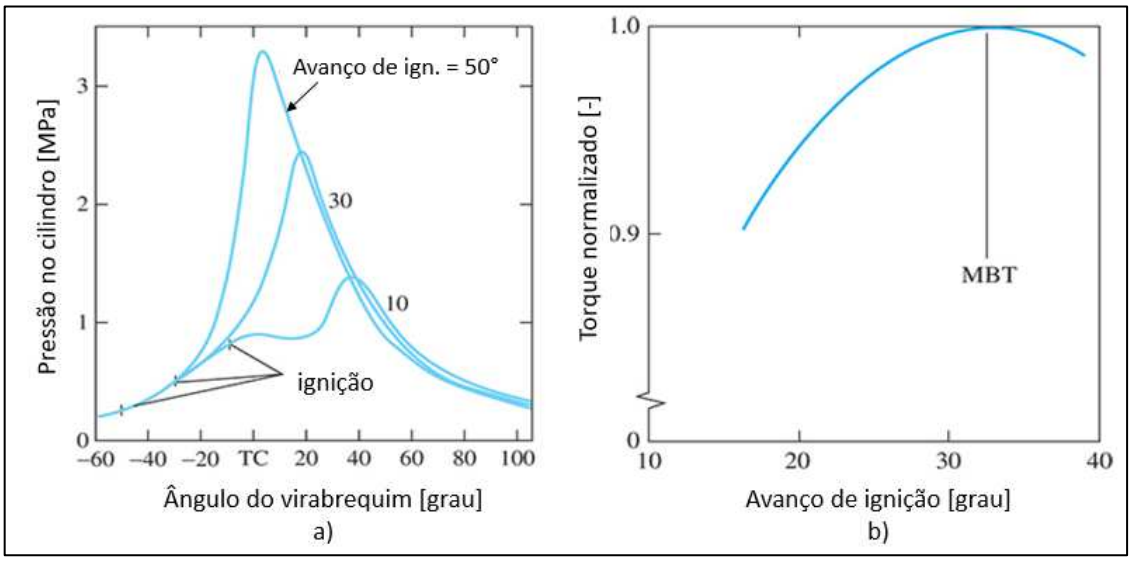


Fonte: Adaptado de Glassman e Yetter (2008).

Em um motor de combustão interna real, a combustão dura um período finito e o aumento de pressão dentro da câmara de combustão não ocorre instantaneamente após a liberação da centelha elétrica, pois leva-se tempo para que frações da mistura ar-combustível reajam ao entrar em contato com esta energia de ativação. Visando sincronizar o processo de combustão com o movimento alternativo do pistão de forma a maximizar a extração de trabalho, faz-se necessário produzir uma centelha elétrica (energia de ativação) no final da fase de compressão, avançando a ignição em relação ao PMS de compressão. Esse procedimento define um importante parâmetro operacional do MCIs, o avanço de ignição, sendo ele definido como a posição angular do motor, medida em graus do eixo virabrequim anterior ao PMS de compressão, onde ocorre a centelha.

O efeito do avanço da ignição nas curvas de pressão na câmara de combustão pelo ângulo do eixo virabrequim é mostrado na Figura 13a. Conforme o avanço da ignição é aumentado, o trabalho de compressão aumenta, aumentando também a transferência de calor para as paredes da câmara de combustão. Caso o contrário ocorra, ou seja, haja um atraso na ignição, verifica-se que a amplitude do pico da pressão na câmara de combustão é atrasada e ela diminui de valor, reduzindo-se então o trabalho de expansão. Desse modo, o avanço de ignição que proporciona o maior torque ocorre quando as magnitudes dessas duas tendências opostas se compensam, sendo denominado de avanço do máximo torque efetivo (do inglês: *Maximum Braque Torque Timing* – MBT), mostrado na Figura 13b. O valor ideal de avanço de ignição depende de fatores como a velocidade de desenvolvimento e propagação da chama, propriedades do combustível e projeto do motor (HEYWOOD, 2018).

Figura 13 – Pressão na câmara de combustão em função do avanço de ignição (a) e efeito do avanço de ignição no MBT

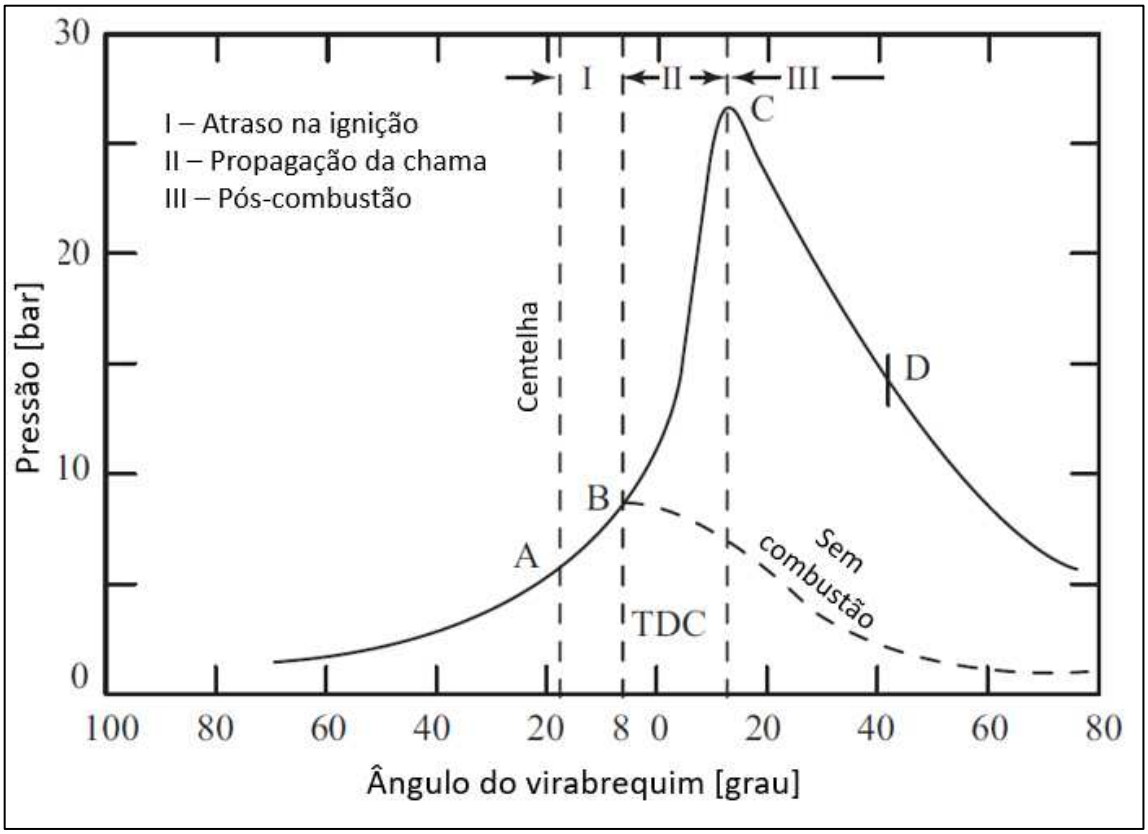


Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

Uma vez que é dada a ignição e a combustão é iniciada, ela se propaga por condução, difusão, radiação e convecção de calor, promovendo o aquecimento e ignição da porção de mistura não queimada. Deste modo, a troca de calor entre a mistura queimada e a mistura fresca exerce um papel importante no processo de combustão (RODRIGUES FILHO, 2014). A frente de chama no interior da câmara de combustão se propaga com velocidade uniforme em todas as direções, assumindo uma geometria esférica caso não haja direcionamento do escoamento (*swirl*, *tumble* ou *squish*) (ROSO, 2019).

A Figura 14 apresenta a variação de pressão na câmara de combustão e as fases da combustão de um motor SI. A curva tracejada representa o ciclo sem combustão ao passo que a curva sólida representa o ciclo com combustão. O ponto A (próximo a 20° antes do PMS) representa a liberação da centelha pela vela de ignição, o ponto B (8° antes do PMS) representa a detecção do início do aumento de pressão causado pela combustão e o ponto C (próximo a 13° depois do PMS) é o pico de pressão na câmara de combustão. Assim, o trecho AB representa o desenvolvimento da chama, o trecho BC a propagação da chama e o trecho CD a extinção da chama (GANESAN, 2012).

Figura 14 – Estágios da combustão em um motor SI



Fonte: Adaptado de Ganesan (2012).

Na primeira fase (trecho AB), ocorre a liberação de calor na região próxima à vela de ignição, o que dá início a combustão da mistura ar-combustível. Este processo químico depende da temperatura e pressão dos reagentes, da natureza do combustível e da proporção dos gases residuais presentes na câmara de combustão. Uma vez que as reações de oxidação do combustível não acontecem instantaneamente, o aumento de pressão resultante do processo de combustão somente é detectado no início da segunda fase, quando o valor de pressão para o ciclo com combustão é maior que o valor de pressão do ciclo sem combustão (GANESAN, 2012).

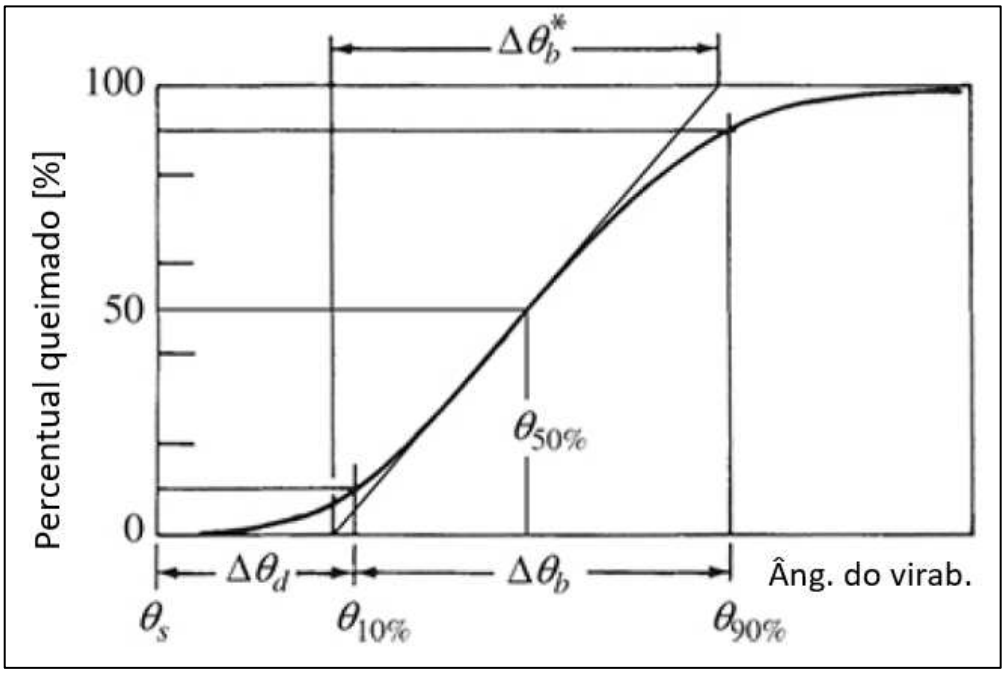
Na fase de propagação da chama (trecho BC), a velocidade de propagação de chama é praticamente constante e a transferência de calor para as paredes da câmara de combustão é pequena devido ao fato de que apenas uma pequena parte da frente de chama entra em contato com as paredes durante esta fase. Além disso, a taxa de liberação de calor depende fortemente da intensidade da turbulência e da velocidade de reação (a qual depende da composição da mistura). Como nesta fase o pistão está próximo ao PMS e o volume permanece praticamente constante, verifica-se que a taxa de variação de pressão é proporcional à taxa de liberação de calor (GANESAN, 2012).

Por fim, a última fase (trecho CD) se inicia com o ponto de máxima pressão na câmara de combustão. A velocidade de propagação de chama e a área superficial da frente de chama diminuem durante esta fase, diminuindo assim a taxa de combustão. Parte da energia liberada pela combustão é transferida para as paredes da câmara de combustão, diminuindo a velocidade da chama e extinguindo lentamente a combustão (GANESAN, 2012).

2.4.1 Caracterização da combustão

A taxa de queima no processo de combustão varia conforme a evolução do progresso da reação. Após a vela de ignição liberar a centelha elétrica, a combustão se inicia com uma taxa baixa e este valor vai aumentando conforme a combustão vai progredindo até atingir o seu máximo próximo a metade do processo de combustão, quando começa a decrescer até o final da combustão (VAZ, 2018). A curva que caracteriza a evolução do processo de combustão é a curva de fração de massa queimada (do inglês: *Mass Fraction Burned* – MFB), mostrada na Figura 15.

Figura 15 – Fração de massa queimada em função do ângulo do eixo virabrequim



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

Os ângulos e intervalos de ângulo do eixo virabrequim que caracterizam a curva fração de massa queimada e consequentemente a liberação de calor são definidos a seguir (HEYWOOD, 2018):

- Desenvolvimento de chama ou atraso da ignição ($\Delta\theta_d$): intervalo de ângulo do eixo virabrequim compreendido entre a centelha elétrica iniciada pela vela de ignição e o instante quando uma fração pequena de massa na câmara de combustão é queimada e sua energia liberada. Geralmente, utiliza-se a fração mássica de 10% para caracterizar este instante, sendo denominado MFB 10.
- Queima rápida ($\Delta\theta_b$): intervalo de ângulo entre o final do desenvolvimento da frente de chama e o final da propagação da chama, situado no intervalo entre 10% e 90% da fração de massa queimada e normalmente denominado MFB 10-90, sendo este o parâmetro para caracterizar a duração do processo de combustão.

O MFB 10-50 e o MFB 50-90 são parâmetros utilizados para avaliar a duração da primeira e da segunda metade do processo de combustão, respectivamente. Outro parâmetro muito importante para a caracterização da combustão é o MFB 50, que representa o ângulo no qual 50% da massa na câmara de combustão foi queimada. O MFB 50 no qual ocorre a condição de máximo torque efetivo (MBT) geralmente ocorre entre 5° e 7° do eixo virabrequim após o PMS, para uma ampla variedade de motores e condições de operação (HEYWOOD, 2018).

A curva de fração de massa queimada pode ser obtida através da combinação da primeira lei da termodinâmica e da equação dos gases ideais, assumindo-se que o fluido se comporta como um gás ideal e que a massa é constante no interior da câmara de combustão (RODRIGUES FILHO, 2014). Combinando-se estas equações e manipulando-as, tem-se a Equação 12, sendo "γ" o coeficiente politrópico, "∀" o volume da câmara de combustão (m³), "P" a pressão na câmara de combustão (Pa) e "θ" o ângulo do eixo virabrequim (°).

$$\frac{dQ(\theta)}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}\frac{d\forall(\theta)}{d\theta}P(\theta) + \frac{1}{\gamma - 1}\forall(\theta)\frac{dP(\theta)}{d\theta} \tag{12}$$

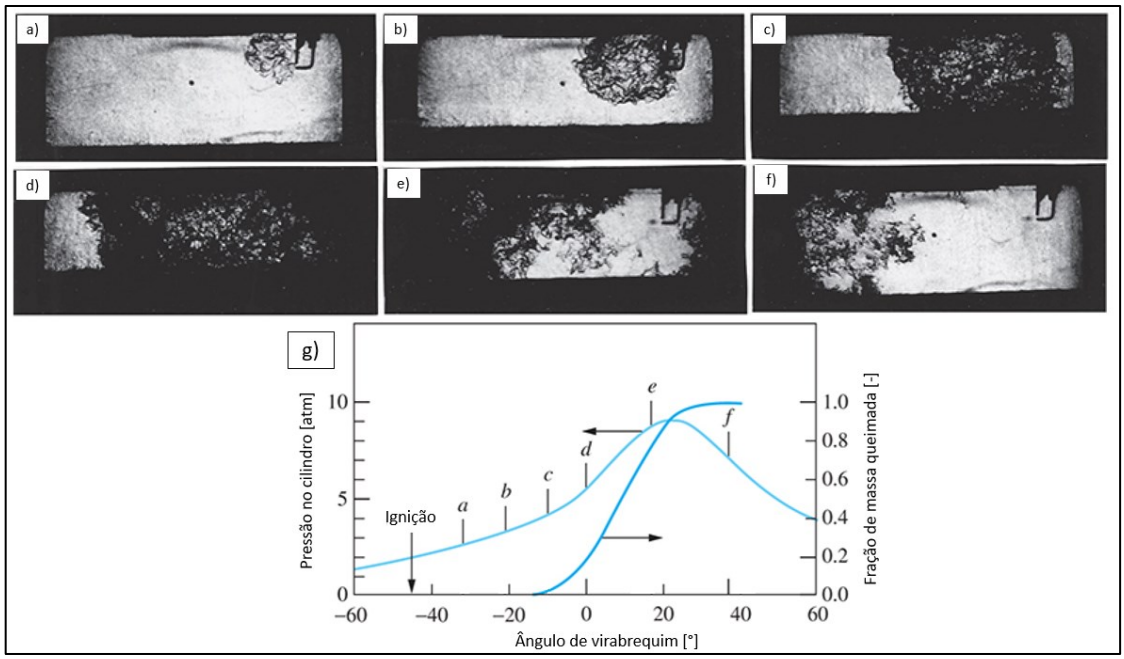
Integrando-se a Equação 12 e dividindo-se pelo calor total liberado pela combustão, obtém-se a curva de fração de massa queimada em função do ângulo do eixo virabrequim, conforme a Equação 13.

$$MBF(\theta) = \frac{Q(\theta)}{Q} \tag{13}$$

A Figura 16 ilustra o processo de combustão em um motor monocilíndrico de pesquisa com câmara de combustão com formato quadrado e com acesso óptico, na condição de 1400

rpm e com pressão na entrada de admissão igual a 0,5 atm. A partir da análise da Figura 16a, observa-se que a chama se desenvolve, inicialmente, em formato aproximadamente esférico e nesse estágio de seu desenvolvimento já se nota os efeitos da turbulência na superfície convoluta (enrolada em volta de si). A chama continua a crescer de maneira aproximadamente esférica até atingir as paredes da câmara de combustão, conforme evidenciado pelas Figuras 16b e 16c. A fração de massa queimada começa a se tornar significativa quando a frente de chama já deslocou 2/3 da seção transversal do cilindro, sendo esta etapa indicada pela letra "c" no gráfico de fração de massa queimada apresentado na Figura 16g. Nesse estágio, o aumento de pressão na câmara de combustão devido à combustão também começa a ser tornar significativo. A pressão máxima na câmara de combustão ocorre próximo ao instante em que a frente de chama entra em contato com a parede oposta à vela de ignição, sendo este estágio evidenciado pela Figura 16e. Finalmente, a frente de chama atinge as regiões que ainda há mistura não-queimada (nos cantos da câmara de combustão com seção transversal quadrada), diminuindo assim o gradiente de pressão causado pela diferença de densidade entre a zona queimada e a zona não-queimada, extinguindo-se assim a chama (Figura 16f) (HEYWOOD, 2018).

Figura 16 – Desenvolvimento do processo de combustão em um motor monocilíndrico com acesso óptico



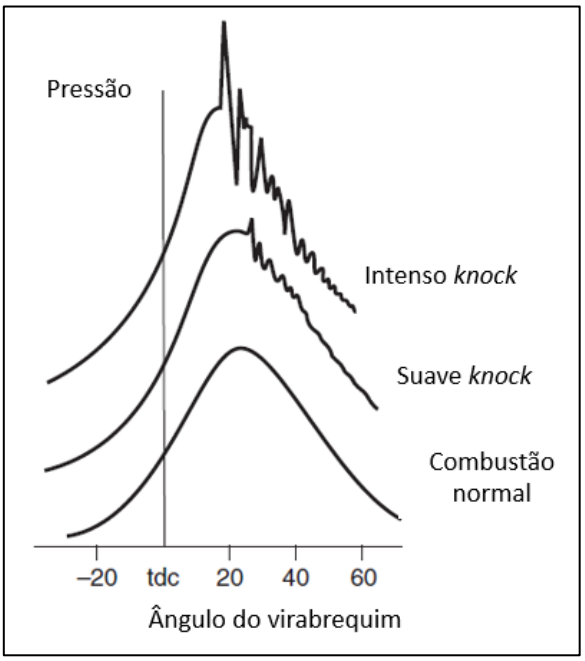
Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

2.4.2 Anomalias da combustão

Em um processo de combustão normal nos motores de ciclo Otto, a vela de ignição libera uma centelha elétrica e uma frente de chama bem definida é formada, propagando a partir dos eletrodos da vela até as extremidades da câmara de combustão. Com o avanço da frente de chama (que possui formato aproximadamente esférico), forma-se uma zona que contém mistura queimada e outra que possui mistura que ainda não foi queimada. O calor liberado pelas reações de combustão aumenta a pressão e temperatura na região onde ocorre a combustão, comprimindo a mistura fresca na região de mistura não queimada e consequentemente elevando a temperatura e pressão nesta região. Para os processos de combustão em que a temperatura da mistura na região não queimada se torna igual ou superior à temperatura que ocasiona a ignição da mistura na região de mistura queimada, ocorrerá ignição espontânea não desejada, caracterizando uma anomalia no processo de combustão (BAETA, 2006; RODRIGUES FILHO, 2014; LENZ, 1992).

A detonação é um fenômeno de combustão anormal na qual há a colisão entre duas frentes de chama, sendo uma oriunda da liberação de calor pela centelha elétrica no processo de combustão normal do motor SI, e a outra decorrente da autoignição da mistura não queimada. Se a frente de chama formada a partir da centelha elétrica for suficientemente rápida e atingir a região sujeita à autoignição antes que as reações de combustão ocorram, tem-se que a frente de chama gerada pela centelha suprime qualquer possibilidade de combustão anormal. Porém, caso a frente de chama gerada pela centelha elétrica não seja suficientemente rápida, a colisão entre as duas frentes de chamas ocorrerá. Esta colisão causa uma rápida liberação de energia na forma de uma onda de choque supersônica, provocando oscilações de pressão no interior da câmara de combustão e podendo ocasionar severos danos ao motor (BAETA, 2006). A Figura 17 mostra uma comparação entre a curva de pressão no interior da câmara de combustão para um processo de combustão normal e as oscilações de pressão causadas pelo processo de detonação (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2016).

Figura 17 – Curvas de pressão na câmara de combustão para a combustão com e sem *knock*



Fonte: Adaptado de Fergunson e Kirkpatrick (2016).

A combustão anormal pode ser iniciada pelo aumento de pressão na região de gás não queimado devido a liberação de calor da combustão iniciada pela centelha elétrica (pós-ignição), mas também pode ser iniciada por outro mecanismo antes mesmo que ocorra a centelha elétrica (pré-ignição). A pré-ignição e a pós-ignição ocorrem quando a mistura ar-combustível é inflamada devido a exposição a pontos de elevada temperatura dentro da câmara de combustão (VAZ, 2018). Os fatores que propiciam a sua ocorrência são a formação de depósitos de carvão na câmara de combustão, aumento da pressão e temperatura na câmara de combustão devido a altas razões volumétricas de compressão, composição da mistura e velocidade de operação do motor (RODRIGUES FILHO, 2014).

Além dos fenômenos de combustão anormal citados anteriormente, as variações ciclo-a-ciclo impactam negativamente nos parâmetros de desempenho do motor, uma vez que a operação do motor é definida para um ciclo médio. Desse modo, ciclos com maiores taxas de combustão produzem maior torque e eficiência de conversão de combustível quando comparado a ciclos com menores taxas de combustão. Além disso, os ciclos com queima mais lenta têm maior probabilidade para a ocorrência de combustão incompleta, definindo, portanto, o limite de empobrecimento do motor e a quantidade de recirculação dos gases da exaustão. Assim, devido às variações ciclo-a-ciclo, o avanço de ignição e a relação ar-combustível devem ser valores conservadores, não sendo necessariamente os valores médios para o processo de combustão (HEYWOOD, 2018).

À medida que se empobrece a mistura ar-combustível com excesso de ar ou com maior fração de gases queimados residuais, a magnitude das variações de combustão ciclo-a-ciclo aumenta. Eventualmente, alguns ciclos tornam-se tão lentos que o processo de combustão já não é mais concluído antes do início da abertura da válvula de exaustão, ocorrendo assim uma queima parcial. Para mistura ainda mais pobres ou diluídas, o limite de ignitabilidade é atingindo, ocorrendo a falha na ignição (do inglês: "*misfire*"). Embora os motores SI possam continuar operando com um pequeno percentual de ciclos nos regimes de queima parcial ou com falha na ignição, tal operação é obviamente indesejável para um bom desempenho do motor, além de elevar as emissões de hidrocarbonetos (HEYWOOD, 2018).

2.5 Combustíveis

Uma vez que os motores de combustão interna convertem energia química em energia mecânica, tem-se que o combustível (energia química) é uma parte crucial do processo. Desse modo, as características do combustível utilizado e o seu impacto nos parâmetros de desempenho do motor devem ser avaliados. Segundo a ANP (2021a), o combustível mais vendido no Brasil é a gasolina tipo C, tendo sido comercializados 39,3 milhões de metros cúbicos em 2021, sendo seguida pelo etanol hidratado: 16,8 milhões de m³ vendidos em 2021. Contudo, se considerarmos que o teor de etanol anidro na gasolina tipo C é de 27% em volume, tem-se então que na prática foram comercializados 28,7 milhões de metros cúbicos de gasolina tipo A e 27,4 milhões de m³ de etanol (anidro e hidratado), mostrando a paridade atual na comercialização destes dois combustíveis.

2.5.1 Índice de octano

O índice de octano (ou octanagem) é uma medida da capacidade do combustível de resistir à ignição espontânea, sendo calculado através de métodos práticos que relacionam a resistência à autoignição do n-heptano (C_7H_{16}), sendo atribuído a ele o índice de octano igual a zero, e a resistência a autoignição do isooctano (C_8H_{18}), sendo atribuído a ele o índice de octano igual a 100 (BAETA, 2006). Os métodos mais utilizados para a medição do índice de octano de um combustível são o RON (do inglês: *Research Octano Number*) e o MON (do inglês: *Motor Octane Number*). O RON é regido pela norma ASTM D2699 e avalia a capacidade do combustível de resistir à autoignição em condições de rotação e temperatura de admissão de 600 rpm e 52°C, respectivamente (ASTM, 2022a). Já o MON é regido pela norma ASTM

D2700 e avalia a capacidade do combustível resistir à autoignição em condições de rotação e temperatura de admissão de 900 rpm e 149 °C, sendo estas condições significativamente mais severas quando comparadas ao método RON (ASTM, 2022b).

2.5.2 Gasolina

A gasolina é uma mistura de hidrocarbonetos extraídos do petróleo, sendo compostos desde quatro até doze átomos de carbono. O petróleo é constituído de 83% a 87% de carbono, 11% a 14% de hidrogênio e alguns outros constituintes menos representativos (BAETA, 2006; PULKRABEK, 1997). O petróleo é um material fóssil, oleoso e inflamável, de alto valor energético, geralmente menos denso que a água. Pode ser extraído em terra, ou abaixo do assoalho do mar (ANP, 2020).

A Agência Nacional do Petróleo (ANP) classifica a gasolina em três classes: tipo A, tipo B e tipo C. A gasolina tipo A é a produzida nas refinarias de petróleo e entregue diretamente às distribuidoras, não recebendo nenhuma adição de etanol. A gasolina tipo B é de uso exclusivo das forças armadas e não é comercializada para o público em geral (DOU, 2020; LUZ, 2003). Já a gasolina tipo C é o resultado da adição de etanol na gasolina tipo A, sendo a comercializada nos postos de combustíveis revendedores. Atualmente o teor de etanol na gasolina C é de 27% em volume, conforme portaria MAPA 75/2015 (ANP, 2022).

Os hidrocarbonetos presentes na gasolina são classificados em famílias, sendo as principais: parafinas (ou alcanos), olefinas (ou alcenos) e compostos aromáticos. As parafinas são hidrocarbonetos com ligações simples entre átomos de carbono de cadeia aberta, dadas pela fórmula química $C_nH_{2n+2,}$ possuindo de um a doze átomos de carbono (PULKRABEK, 1997). O composto mais simples é o metano (CH_4) e os mais comuns na gasolina são os isômeros de pentano (n-pentano e iso-pentano), isômeros de hexano, heptano e octano. As olefinas são representadas pela fórmula química C_nH_{2n}, possuindo uma ligação dupla entre os átomos de carbono e contendo de 5 a 8 átomos de carbono em suas estruturas. Já os compostos aromáticos, como o próprio nome diz, são hidrocarbonetos que possuem anéis aromáticos (ligações simples e duplas entre átomos de carbono de forma alternada e cíclica), sendo representados pela fórmula química C_nH_{2n-6}. O tolueno é o composto aromático mais representativo encontrado na gasolina (VAZ, 2018).

As características mais importantes para o uso da gasolina em motores de combustão interna são (LUZ, 2003; QUIROGA, 2016):

- Não vaporizar excessivamente antes do momento da injeção, uma vez que a bomba de injeção de gasolina deve operar com gasolina na fase líquida para o seu adequado funcionamento;
- Vaporizar-se completamente após a injeção, de forma a se misturar homogeneamente com o ar dentro da câmara de combustão;
- Resistir ao aumento de pressão e temperatura na câmara de combustão até o momento da ignição;
- Entrar em combustão de forma homogênea e progressiva por meio da centelha da vela de ignição;
- Produzir quantidade mínima de resíduos e depósitos após a combustão;
- Não possuir características corrosivas e tóxicas;
- Não formar grandes quantidades de gases poluentes após a sua combustão.

2.5.3 Etanol

O etanol (álcool etílico) é uma substância da família dos álcoois produzida por fermentação de matérias-primas ricas em açucares, possuindo fórmula molecular C_2H_6O. O Brasil é pioneiro na utilização em larga escala do etanol combustível fabricado a partir da cana-de-açúcar desde os anos 1970, sendo atualmente um dos países que mais o utiliza e é o segundo maior produtor mundial (ANP, 2021b). Devido ao fato do etanol ser produzido a partir da biomassa, ele é considerado um combustível renovável e pode ser obtido de diversas fontes, tais como a cana-de-açúcar e o milho.

O etanol combustível pode ser classificado em duas categorias: etanol anidro e etanol hidratado. O etanol anidro tem até 0,7% em massa de teor de água e é utilizado para compor a gasolina tipo C vendida nos postos de reabastecimento, ao passo que o etanol hidratado possui entre 6,2% e 7,4% de teor de água em massa e é vendido para o abastecimento direto dos veículos (PETROBRAS, 2021).

As vantagens da utilização do etanol como combustível são (PULKRABEK, 1997):

- Pode ser obtido de um número grande de fontes renováveis de matéria-prima;
- Possui alto índice de octano (superior ao da gasolina C), resultante da alta velocidade de chama laminar;
- A emissão de gases poluentes é geralmente menor quando comparado à gasolina;

- A queima do etanol resulta na formação de um número maior de mols de produto por mol de combustível, quando comparado à gasolina, resultando em uma maior pressão no interior da câmara de combustão (produzindo maior potência durante a expansão);
- Apresenta alto calor latente de vaporização, o que resulta em processos de admissão com temperaturas menores, aumentando a densidade da mistura admitida e consequentemente elevando a eficiência volumétrica;
- Baixo teor de enxofre.

Por outro lado, o etanol combustível apresenta as seguintes desvantagens (PULKRABEK, 1997):

- Baixo conteúdo energético (PCI do etanol é 26,9 MJ/kg, ao passo que o da gasolina pura é 44 MJ/kg). Em contrapartida, o etanol possui oxigênio em sua constituição, necessitando de uma menor quantidade de ar para queima estequiométrica, fazendo que mais combustível posse ser queimado para uma mesma quantidade de ar, quando comparado à gasolina;
- Maior emissão de aldeídos quando comparado à gasolina;
- Maior ação corrosiva (em relação à gasolina) em materiais como borracha, plásticos, alumínio e cobre; impondo restrições na escolha de materiais para o motor e seus sistemas (admissão, exaustão, injeção, etc.);
- Baixa pressão de vapor e evaporação, resultando em problemas na ignição da mistura em temperaturas baixas.

Algumas das principais propriedades da gasolina e do etanol são comparadas na Tabela 3 (MASUM et al., 2013).

Tabela 3 – Comparação entre algumas propriedades da gasolina e do etanol

Propriedade	Unidade	Gasolina	Etanol
Fórmula química	–	C5–C12	C2H5OH
Peso molecular	kg/kmol	114,15	46,07
C	% massa	87,4	52,2
O	% massa	0	34,7
H	% massa	12,6	13
H/C	–	1.795	3
O/C	–	0	0,5
Densidade relativa	–	0,7–0,78	0,794
Massa específica (15 °C)	kg/m³	750–765	785–809,9
Razão ar-combustível estequiométrica	–	14,2–15,1	8,97
Viscosidade cinemática	mm²/s	0,5–0,6	1,2–1,5

Pressão de vapor *Reid* (37,8 °C)	kPa	53–60	17
RON	–	91–100	108,61–110
MON	–	82–92	92
N° de cetanos	–	8	5–20
Entalpia de formação			
(a)Líquido	kJ/mol	-259,28	−224,1
(b)Gás	kJ/mol	−277	−234,6
Poder Calorífico Superior (PCS)	MJ/kg	47,3	29,7
Poder Calorífico Inferior (PCI)	MJ/kg	44	26,9
PCI para mistura estequiométrica	MJ/kg	2,77	2,7
Calor latente de vaporização	kJ/kg	380–400	900–920
Calor específico			
(a)Líquido	kJ/kg.K	2,4	1,7
(b)Vapor	kJ/kg.K	2,5	1,93
Temperatura de congelamento	°C	−40	−114
Temperatura de ebulição	°C	27–225	78
Temperatura de autoignição	°C	257	425
Vel. laminar de chama (100kPa e 325K)	cm/s	aprox. 33	aprox. 39
Solubilidade em água	%	0	100
Volume de compostos aromáticos	%	27,6	0

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

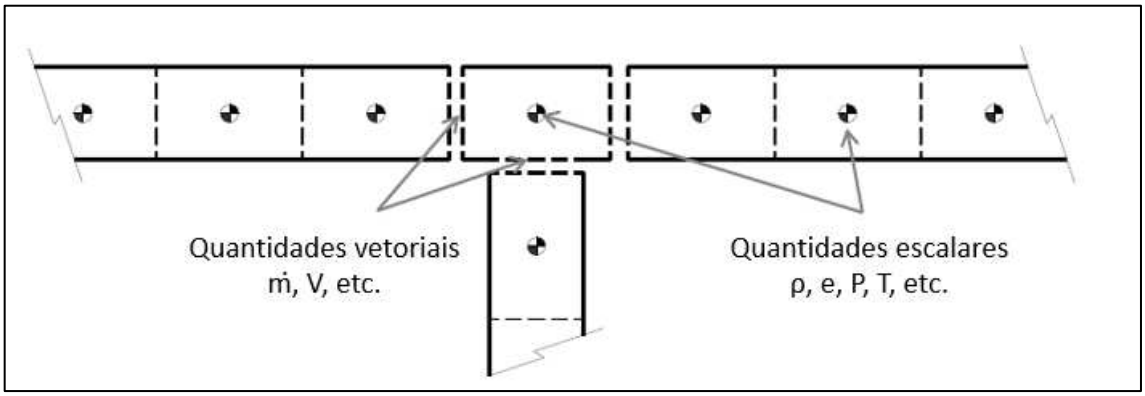
3 MODELAGEM NUMÉRICA

A dinâmica dos fluidos computacional (do inglês: *Computational Fluid Dynamics* - CFD) é a área do conhecimento que aborda a simulação numérica de escoamentos de fluidos. As equações que regem o escoamento de fluidos podem ser resolvidas por meio de diferentes métodos numéricos, uma vez que as equações de transporte (conservação da massa, conservação da quantidade de movimento linear e conservação da energia) só tem solução analítica passa problemas simples. Assim, torna-se necessário resolvê-las por meio de algum método de discretização. O método de discretização mais utilizado em CFD é o método dos volumes finitos (ESSS, 2016).

3.1 Modelagem unidimensional de motores

A modelagem unidimensional em motores de combustão interna envolve a resolução das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia. Para que estas equações sejam resolvidas, todas as variáveis devem ser valores médios ao longo do escoamento. Desse modo, para a discretização do problema, todo o domínio é dividido em vários volumes, no qual cada unidade discretizada é representada por um volume e cada duto é dividido em vários volumes, sendo as grandezas escalares consideradas uniformes no interior de cada volume e representadas no centro do volume, ao passo que as grandezas vetoriais são dadas nas fronteiras do volume. Esta estratégia de discretização é denominada grade escalonada, sendo ilustrada na Figura 18 (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016a).

Figura 18 – Abordagem de grade escalonada na simulação unidimensional do *GT-SUITE*



Fonte: Gamma Tecnhologies (2016).

Com relação ao método de integração das variáveis no tempo, há basicamente duas formas: explicitamente e implicitamente. No primeiro método, a pressão e temperatura são calculados da seguinte forma: primeiramente as equações da continuidade e energia são resolvidas baseado nos resultados do passo de tempo anterior, resultando nos valores de massa e energia no interior do volume de controle. Em seguida, as equações de estado para cada espécie definem a densidade como uma função da pressão e temperatura. O *solver* realiza iterações até que os valores de pressão e temperatura satisfaçam os valores de densidade e energia calculados no passo de tempo anterior. (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016a).

O método implícito, por sua vez, resolve os valores de todos os volumes no novo passo de tempo simultaneamente, ao resolver iterativamente as equações de conservação não-lineares. Em geral, métodos implícitos apresentam maior estabilidade quando comparados aos métodos explícitos. O método de integração implícito é limitado quando há flutuações de pressão de alta frequência, além de que o número de Mach máximo deve ser menor que 0,3. A estabilidade numérica do método implícito (convergência) deve ser verificada a cada passo de tempo, já no método explicito a estabilidade numérica é garantida através da restrição imposta pela condição de *Courant*, dada pela Equação 14 (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016a), sendo "c" a velocidade do som no meio (m/s), "m_{rs}" um multiplicador do passo de tempo (menor ou igual a 1), "u" a velocidade do fluido (m/s), "Δt" o passo de tempo (s) e "Δx" o comprimento mínimo do elemento discretizado (m).

$$\frac{\Delta t}{\Delta x}(|u| + c) \leq 0{,}8 m_{rs} \tag{14}$$

O passo de tempo pode ser calculado através da Equação 15, sendo "A_{eff}" a área transversal do escoamento (m²), "ρ" a massa específica do fluido (kg/m³) e "∀" o volume do fluido (m³).

$$\Delta t \propto \frac{\rho \forall}{\rho A_{eff} c} \tag{15}$$

3.1.1 Equações governantes

A equação da continuidade ou equação da conservação da massa relaciona a variação no tempo da massa em um volume de controle com a variação espacial (entrada e saída) da massa pelas superfícies deste mesmo volume de controle. A equação da continuidade pode ser

dada pela Equação 16 (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016a), sendo “m” a massa do volume de controle (kg) e “ṁ” a vazão mássica através da superfície de controle (kg/s).

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{fronteira} \dot{m} \tag{16}$$

A equação da conservação da energia para escoamentos unidimensionais relaciona a variação da energia no tempo com o somatório das quantidades de energias (trabalho e calor) através das fronteiras do volume de controle, sendo expressa pela Equação 17 (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016a), sendo “A_s” a área superficial (m²), “E_i” a energia interna total (J), “h” o coeficiente de transferência de calor, “h_e” a entalpia específica total (J/kg), “p” a pressão (Pa), “T_f” a temperatura do fluido (K) e “T_p” a temperatura da parede (K).

$$\frac{d(mE_i)}{dt} = -p\frac{d\forall}{dt} + \sum_{fronteira} \left[\dot{m}h_e - hA_s(T_f - T_p)\right] \tag{17}$$

A equação da conservação da quantidade de movimento linear (ou conservação do *momentum* linear) resolvida de forma unidimensional pelo *GT-SUITE* é dada pela Equação 18 (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016a), sendo “A” a área de seção transversal (m²), “C_f” o fator de fricção de *Fanning*, “D” o diâmetro equivalente (m) e “K_p” o coeficiente de perda por pressão.

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \left\{ dpA + \sum_{fronteira} [\dot{m}u] - 2C_f(\rho u|u|)(Adx/D) - K_p(\rho u|u|/2)A \right\} \Big/ dx \tag{18}$$

3.1.2 Modelo de Transferência de calor pela correlação de Woschni

Woschni (1967) desenvolveu uma equação para o cálculo instantâneo do coeficiente de transferência de calor por convecção nos motores de combustão interna, sendo as constantes desta equação modificada com o passar dos anos para se adequar à evolução dos motores e para a sua implementação em códigos computacionais. A equação de Woschni modificada e aplicada no modelo de transferência de calor no *GT-POWER* é denominada *WoschniGT* e é dada pela Equação 19, sendo “B” é o diâmetro do cilindro (m), “p” a pressão na câmara de combustão (Pa), “p_i” a pressão instantânea na câmara de combustão (Pa), “p_m” a pressão do fluido na

câmara de combustão em *motoring* (Pa), "p_r" a pressão do fluido na câmara de combustão antes da combustão (Pa), "T" a temperatura na câmara de combustão (K), "T_r" a temperatura do fluido na câmara de combustão antes da combustão (K), "V_d" o volume deslocado (m^3), "$\forall_r$" o volume do fluido na câmara de combustão antes da combustão (m^3) e "w" a velocidade média do gás na câmara de combustão (m/s).

$$h_c = 3{,}01426\frac{p^{0,8}w^{0,8}}{B^{0,2}T^{0,50}} = 3{,}01426\frac{p^{0,8}}{B^{0,2}T^{0,50}}\left[C_1\bar{S}_p + C_2\frac{\forall_d T_r}{P_r\forall_r}(p_i - p_m)\right] \qquad (19)$$

As constantes "C_1" e "C_2" são do modelo *WoschiniGT*, sendo a constante "C_1" dada pela Equação 20 e a constante "C_2" igual a 0,00324 para o período de combustão e expansão e 0 para o tempo de compressão, admissão e exaustão.

$$C_1 = 2{,}28 + 3{,}9.Min\left[\frac{massa\ que\ escoa\ para\ o\ cilindro\ pelas\ válvulas}{massa\ aprisionada \times frequência\ do\ motor}, 1\right] \qquad (20)$$

3.1.3 Modelos de combustão em duas zonas

O processo de combustão pode ser caracterizado pela transferência de uma quantidade definida de mistura de combustível e ar não queimados para uma zona de gases queimados no interior da câmara de combustão, sendo a transferência de massa entre estas duas zonas resultante da liberação de energia química da mistura ar-combustível no processo de combustão (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016b).

No *GT-POWER*, a câmara de combustão é dividida em duas regiões: zona de mistura não queimada e zona de gases queimados. Todo o conteúdo no interior da câmara de combustão, antes do momento da ignição, começa na zona não queimada (incluindo os gases residuais de ciclos anteriores). A cada passo de tempo, a mistura ar-combustível é transferida da zona não queimada para a zona queimada. Essa taxa de combustão pode ser prescrita (sendo a taxa de combustão resultante dos dados de entrada pelo usuário do programa) ou calculada pelo modelo de combustão. Após esta transferência de massa entre as zonas não queimada e queimada, um cálculo de equilíbrio químico é feito para toda zona queimada, obtendo-se a concentração de equilíbrio químico para todas as treze espécies químicas do produto da combustão (N_2, O_2, H_2O, CO_2, CO, H_2, N, O, H, NO, OH, SO_2, Ar). Posteriormente, a energia interna de cada espécie é calculada e, consequentemente, a energia da zona de gases queimados é obtida. Uma vez sendo

aplicada o princípio da conservação da energia, as temperaturas e pressão na câmara de combustão das duas zonas podem ser obtidas (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016b).

Para o modelo de combustão de duas zonas, a equação de energia para a zona não queimada é dada pela Equação 21 e a equação de energia para a zona queimada é dada pela Equação 22 (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016b), sendo que o índice "b" denota as grandezas da zona queimada, o índice "u" representa as grandezas da zona não queimada, o índice "i" representa as grandezas de injeção e o índice "a" representa o ar, "m" é a massa (kg), "e" a energia (J), "h" é a entalpia específica (J/kg), "p" é a pressão (Pa), "$\dot{Q}$" a taxa de transferência de calor (W) e "V" o volume (m^3).

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p\frac{d\forall_u}{dt} - \dot{Q}_u + \left(\frac{dm_f}{dt}h_f + \frac{dm_a}{dt}h_a\right) + \frac{dm_{f,i}}{dt}h_{f,i} \tag{21}$$

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p\frac{d\forall_b}{dt} - \dot{Q}_b - \left(\frac{dm_f}{dt}h_f + \frac{dm_a}{dt}h_a\right) \tag{22}$$

Os modelos de combustão do *GT-POWER* podem ser preditivos ou não preditivos. Um modelo de combustão não preditivo impõe uma taxa de combustão (a taxa de combustão é prescrita pelo usuário) independentemente das condições na câmara de combustão, assumindo que há quantidade suficiente de combustível disponível na câmara de combustão para se atingir a taxa de combustão imposta. Desse modo, a taxa de combustão não é afetada por fatores tais como a fração residual de gases e o tempo de injeção. Por outro lado, um modelo de combustão preditivo calcula a taxa de combustão levando em consideração a geometria da câmara de combustão, localização da vela, avanço de ignição e injeção, trocas gasosas e propriedades termodinâmica do combustível. Os modelos preditivos adicionam complexidade nos cálculos computacionais, demandando uma capacidade computacional dedicada significantemente maior em comparação aos não preditivos (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016b).

O modelo de combustão por Wiebe é um modelo não preditivo utilizado para simulação em motores SI que impõem a taxa de combustão usando a função de Wiebe, aproximando a taxa de combustão do caso simulado aos dados da taxa de combustão do caso experimental. Este modelo de combustão é conveniente para os casos em que a pressão no interior da câmara de combustão não é obtida experimentalmente (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016b). Neste modelo, parâmetros de combustão como a eficiência de combustão, MFB 10, MFB 50, MFB 90, duração da combustão e expoente de *Wiebe* devem ser fornecidos (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016b).

$$Combustão\ (\theta) = (\eta_c)[1 - e^{-(WC)(\theta - SOC)^{(E+1)}}] \quad (23)$$

A taxa de queima calculada pela Equação 23 é normalizada para que a combustão comece com 0 (0% queimado) e termine com 1,0 (100% queimado), sendo "η_c" a eficiência de combustão, "E" o expoente de Wiebe e θ o ângulo do virabrequim (°). O início da combustão (do inglês: *Start of Combustion* – SOC) é dado pela Equação 24 e a constante de *Wiebe* é dada pela Equação 25, sendo "BM" o percentual de mistura queimada no MFB 50 (isto é, 50% ou 0,5), "BS" o percentual de mistura queimada no MFB 10, "BE" o percentual de mistura queimada no MFB 90 e "D" é a duração da combustão em graus.

$$SOC = MBF50 - \frac{D(-ln(1 - BM))^{1/(E+1)}}{(-ln(1 - BE))^{1/(E+1)} - (-ln(1 - BS))^{1/(E+1)}} \quad (24)$$

$$WC = \left[\frac{D}{(-ln(1 - BE))^{1/(E+1)} - (-ln(1 - BS))^{1/(E+1)}}\right]^{-(E+1)} \quad (25)$$

Outro modelo de combustão não preditivo é o Análise por Três Pressões (do inglês: *Three Pressure Analysis* – TPA). Neste método, o cálculo da taxa de queima é efetuado a partir de três pressões: pressão na câmara de combustão, pressão na admissão e na exaustão. Esta abordagem exige informações detalhadas sobre as válvulas e os pórticos. Diferentemente do modelo de combustão por Wiebe, no qual a taxa de queima é um dado de entrada e a pressão na câmara de combustão é um resultado de saída, o modelo TPA é uma operação reversa, isto é, informa-se a pressão na câmara de combustão em função do ângulo do virabrequim (juntamente com a de admissão e de exaustão) e a taxa de queima é o resultado (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016b).

A metodologia para a simulação da combustão aplicando-se o modelo TPA é dada da seguinte forma: para o primeiro ciclo, assume-se uma taxa de queima qualquer. Para os ciclos posteriores, a simulação pausa no início de cada ciclo e a taxa de queima é calculada aplicando-se as condições na câmara de combustão para aquele ponto, juntamente com a curva de pressão medida experimentalmente. O perfil de injeção e a taxa de transferência de calor são obtidos do resultado do ciclo anterior. A simulação então continua e a taxa de queima calculada previamente é imposta durante o ciclo. Por fim, os ciclos se repetem até que a convergência em regime permanente é alcançada (GAMMA TECHNOLOGIES, 2016b).

Uma vez que o processo de combustão em um motor com pré-câmara é muito diferente daquele que ocorre em motores SI, deve-se então utilizar um modelo para combustão adequado nessa aplicação. O modelo de combustão *Jet Ignition* é um modelo preditivo utilizado para prever a taxa de combustão na câmara principal para motores equipados com pré-câmara. A taxa de combustão na pré-câmara, por sua vez, deve ser prescrita por um outro modelo (por exemplo, o Wiebe), sendo informados os valores de MFB 10-90, MFB 50 e expoente Wiebe para a combustão na pré-câmara. O modelo de combustão *Jet Ignition* calcula a taxa da combustão levando em consideração a geometria da câmara de combustão principal, a geometria da pré-câmara, a localização da vela de ignição e as propriedades termodinâmicas do combustível (GAMMA TECHNOLOGIES, 2022).

A taxa de queima é proporcional à diferença entre a quantidade de mistura não queimada e queimada, dividida por uma constante de tempo que é uma função do comprimento integral da escala de Taylor "L_i" (m), do número de Reynolds "Re", da velocidade laminar de chama "S_L" (m/s) e do multiplicador do comprimento de escala de Taylor "TLSM", conforme a Equação 26. A taxa de massa não queimada é dada pela Equação 27, sendo que o índice "b" denota as grandezas da zona queimada, o índice "u" representa as grandezas da zona não queimada, "m" a massa (kg), "S_T" é a velocidade turbulenta de chama (m/s), "ρ" a massa específica (kg/m³) e "A" a área frontal da frente de chama (m²) (GAMMA TECHNOLOGIES, 2022).

$$\frac{dm_b}{dt} = \frac{m_u - m_b}{(TLSM \times L_i/\sqrt{Re})/S_L} \tag{26}$$

$$\frac{dm_u}{dt} = \rho_u A_u (S_T + S_L) \tag{27}$$

A velocidade laminar de chama "S_L" para o etanol é calculada por meio da Equação 28, sendo λ o fator lambda, "T_u" a temperatura do gás não queimado (K), "P" a pressão (Pa), "DEM" o multiplicador do efeito de diluição e "ξ" a fração de massa de gases queimados na zona não queimada (GAMMA TECHNOLOGIES, 2022).

$$S_L = \left(0{,}452 - 1{,}639\left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{1{,}091}\right)^2\right)\left(\frac{T_u}{298}\right)^{2{,}18-0{,}8\left(\frac{1}{\lambda}-1\right)} \left(\frac{P}{101325}\right)^{-0{,}16+0{,}22\left(\frac{1}{\lambda}-1\right)} (1 - 0{,}75 \times DEM(1 - 0{,}75 \times DEM \times \xi)^7) \quad (28)$$

O atraso na ignição do jato é modelado através de uma equação análoga à equação de Arrhenius, conforme dado pela Equação 29, onde "IDM" é o multiplicador do atraso de ignição, "ρ" a massa específica (kg/m³), "m" é o expoente da densidade da equação de Arrhenius, "T" a temperatura (K), "T_a" a temperatura de ativação (K) e "$[O_2]$" a concentração de O_2 (kmol/m³) (GAMMA TECHNOLOGIES, 2022).

$$\tau_{ign} = IDM \times \rho^m \times e^{T_a/T} \times [O_2] \quad (29)$$

Em motores com injeção direta, a combustão pode ser tanto pré-misturada quanto difusiva, dependendo da distribuição espacial de combustível dentro da câmara de combustão. As taxas de combustão pré-misturada e difusiva são dadas pela Equação 30 e Equação 31, sendo "pm" e "d" os índices utilizados para caracterizar os parâmetros das combustões pré-misturadas e difusivas, respectivamente, "m" a massa (kg), "k" a energia cinética turbulenta (m²/s²), "∀" o volume da câmara de combustão (m³) e "$[O_2]$" a concentração de O_2 (kmol/m³) (GAMMA TECHNOLOGIES, 2022).

$$\frac{dm_{pm}}{dt} = PCRM \times m_{pm} \times k\left(t - t_{ign}\right)^2 [O_2] \quad (30)$$

$$\frac{dm_d}{dt} = DCRM \times m_d \times \frac{k^{1/2}}{\forall^{1/3}} [O_2] \quad (31)$$

Além dos multiplicadores do multiplicador do comprimento de escala de Taylor "TLSM", o multiplicador do efeito de diluição "DEM" e o multiplicador do atraso de ignição "IDM", o multiplicador da taxa de combustão difusiva "DCRM" e o multiplicador da taxa de combustão pré-misturada "PCRM", o modelo de combustão *Jet Ignition* possui ainda o multiplicador da taxa de ejeção do jato "ERM" e o multiplicador da velocidade turbulenta de chama "TFSM". Uma vez que estes multiplicadores estejam calibrados para os diversos pontos

de operação, o modelo de combustão *Jet Ignition* é capaz de prever a taxa de combustão do motor (GAMMA TECHNOLOGIES, 2022).

3.2 Modelagem tridimensional de motores

A partir da década de 1960, a indústria aeroespacial tem integrado as ferramentas de CFD aos desenhos assistidos por computadores (do inglês: C*omputer-aided Design* - CAD), surgindo assim a engenharia assistida por computador (do inglês: *Computer-aided Engineering* - CAE). A evolução tecnologia e redução de preço dos computadores de alto desempenho, juntamente com a introdução de interfaces amigáveis aos usuários, têm tornado o CFD cada vez mais presente na comunidade industrial desde a década de 1990 (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Os códigos de CFD são estruturados em torno de algoritmos que podem resolver problemas complexos da fluidodinâmica, sendo que todas as ferramentas de CFD contêm três elementos principais: pré-processador, *solver* e pós-processador. O pré-processador consiste na entrada de dados do problema a ser modelado através de uma interface amigável ao usuário (isto é, de uso intuitivo) fornecido pelo próprio programa de CFD. As atividades realizadas na etapa de pré-processamento vão desde a definição da geometria e a região de interesse (isto é, o domínio computacional), a geração da malha computacional, a seleção dos fenômenos físicos e químicos a serem modelados, definição das propriedades dos fluidos e a especificação das condições de contorno e condições iniciais do problema (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

O *solver* é o algoritmo responsável pela solução das equações que modelam o fenômeno estudado, havendo basicamente três técnicas de solução numérica: diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos, sendo o método dos volumes finitos comumente aplicado em códigos CFD. O algoritmo numérico do *solver* integra as equações governantes do escoamento em todos os volumes de controle do domínio, em seguida realiza uma discretização para a conversão das equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas. Por fim, o *solver* resolve as equações através de métodos interativos. A etapa de pós-processamento consiste na manipulação e adequação dos dados, de modo a traduzi-los em informações a serem interpretadas pelo usuário. Nesta etapa, os dados são reunidos e formatados (seleção das cores, legendas, estilo de fonte, etc.) para formarem gráficos e telas gráficas (gráficos 3D) para a animação dinâmica dos resultados (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

3.2.1 Equações governantes

As equações governantes do escoamento fluidodinâmico representam declarações matemáticas das leis de conservação da física: a massa do fluido é conservada (equação da continuidade); a taxa de variação do *momentum* é igual à soma das forças em um volume de fluido (equação da conservação do *momentum* linear) e a taxa de variação de variação da energia é igual à soma da taxa de transferência de calor trocado e à taxa de trabalho em um volume de fluido (equação da conservação da energia). Nos problemas de CFD, o fluido é considerado como um *continuum*. A hipótese do *continuum* assume que o objeto de estudo (neste caso, o volume de fluido) preenche plenamente o espaço que ocupa, não considerando o fato da matéria ser composta por átomos e, portanto, não é continua. Para análises de CFD, a hipótese do *contínuum* pode ser considerada para os problemas que envolvem escalas de comprimento maiores que 1 μm (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

A equação da conservação da massa para a modelagem numérica tridimensional (no sistema de coordenadas cartesiano) realizada em códigos CFD é dada pela Equação 32 (CONVERGENT SCIENCE, 2018), sendo "ρ" a massa específica do fluido (kg/m³), "S" o termo fonte (kg/m³s); "t" o tempo (s), "v_i" a velocidade na direção "i" (m/s) e "x_i" o deslocamento na direção "i" (m).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = S \tag{32}$$

A equação da conservação do momentum é obtida pela segunda lei de Newton e é dada pela Equação 33 (CONVERGENT SCIENCE, 2018), sendo "P" a pressão (Pa), S_i o termo fonte (kg/m²s²), "σ_{ij}" o tensor de tensões viscosas (Pa).

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \tag{33}$$

O tensor de tensões viscosas é dado pela Equação 34 (CONVERGENT SCIENCE, 2018), sendo "μ" a viscosidade dinâmica (N.s/m²); " μ' " a viscosidade de dilatação (N.s/m²), "μ_t" a viscosidade turbulenta (N.s/m²) e "δ_{ij}" o delta de Kronecker.

$$\sigma_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu_t \right) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \tag{34}$$

Caso o escoamento for turbulento, um modelo de turbulência deve ser considerado e a viscosidade turbulenta calculada, sendo dada para o modelo *k-ε* pela Equação 35 (CONVERGENT SCIENCE, 2018), sendo "Cμ" a constante do modelo de turbulência, "k" a energia cinética turbulenta (J/kg) e "ε" a dissipação da energia cinética turbulenta (m^2/s^2).

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{35}$$

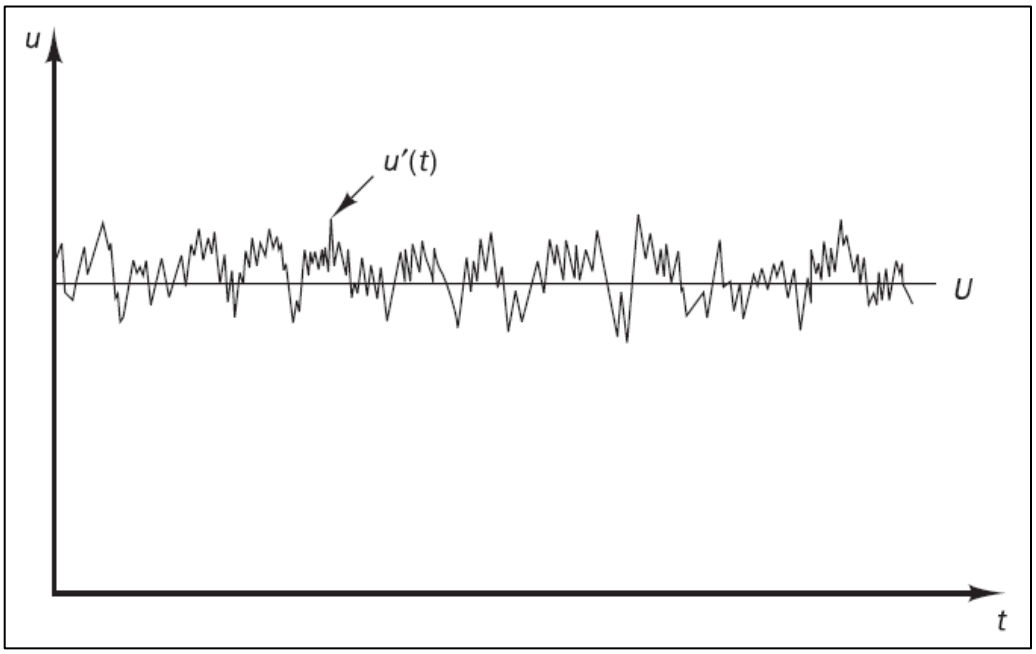
A equação da conservação de energia é dada pela Equação 36 (CONVERGENT SCIENCE, 2018), sendo "D" o coeficiente de difusão de massa (m^2/s), "e" a energia interna específica (J/kg), "H_m" a entalpia da espécie "m" (J), "K" a condutividade térmica ($W/m^2.K$), "T" a temperatura (K) e Y_m a fração mássica da espécie "m".

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial \rho e u_j}{\partial x_j} = -P\frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(K\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho D \sum_m H_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j}\right) + S \tag{36}$$

3.2.2 Modelos de turbulência

Os escoamentos na fluidodinâmica podem ser classificados de diversas formas. Com relação ao número de coordenadas espaciais do campo de velocidades, os escoamentos podem ser classificados em unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais. Quanto à variação das propriedades no tempo, os escoamentos podem ser classificados em regime permanente quando as propriedades não mudam com o tempo e em regime transiente quando as propriedades dos fluidos variam com o decorrer no tempo. Outra classificação importante diz respeito ao regime de escoamento, podendo ser laminar ou turbulento. O regime laminar é caracterizado pelo movimento suave de camadas adjacente de fluido que deslizam umas sobre as outras de forma ordenada, ao passo que o regime turbulento é caracterizado pelo movimento tridimensional aleatório das partículas, de forma instável e caótica. Um exemplo de medição pontual de velocidade em um escoamento no regime turbulento é apresentado na Figura 19 (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Figura 19 – Medição pontual de velocidade em um escoamento turbulento



Fonte: Versteeg e Malalasekera (2007).

O parâmetro utilizado para caracterizar o regime de escoamento como laminar ou turbulento é o número de Reynolds, que representa a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. Quando o valor do número de Reynolds do escoamento ultrapassa um determinado valor crítico, as forças de inércia se tornam preponderantes em relação às forças viscosas e o escoamento se torna instável. Conforme mostrado pela Figura 19, o perfil de velocidade de um escoamento em regime turbulento pode ser decomposto em uma componente de velocidade média e uma componente de flutuação da velocidade. Esta decomposição da velocidade (e outras propriedades tais como pressão) em valores médios e flutuações foi inicialmente proposta por Reynolds (1895). A Equação 37 apresenta a decomposição de Reynolds para o vetor velocidade, sendo "u_i" a velocidade na direção "i" (m/s), $\bar{u}_i$ a velocidade média na direção "i" (m/s); "u_i'" a flutuação de velocidade na direção "i" (m/s).

$$u_i = \overline{u}_i + u_i' \tag{37}$$

Para a resolução das equações governantes em problemas envolvendo escoamento em regime turbulento, há basicamente três métodos: RANS, LES e DNS. O método DNS (do inglês: *Direct Numerical Simulation*) é o método de simulação direta a partir das equações de Navier-Stokes, não aplicando nenhum tipo de modelamento para a resolução destas equações. Este método exige a discretização da malha bastante refinada para a solução das menores

escalas de movimento, ainda não sendo viável para a maioria dos problemas de engenharia, uma vez que somente se aplica para escoamentos com números de Reynolds relativamente baixos, não sendo capaz de resolver escoamentos turbulentos tridimensionais com estruturas de movimento com ampla faixa de escalas de comprimento e tempo que requerem esforço computacional impraticável (RECH, 2010).

Já o método LES (do inglês: *Large Eddy Simulation*) é um método que constitui uma forma intermediária para a resolução das equações de Navier-Stokes, pois resolve diretamente as maiores escalas de comprimento da turbulência, ao passo que as pequenas escalas são resolvidas através de modelos algébricos. Este método aplica um filtro computacional para calcular os grandes vórtices de forma direta (assim como feito no DNS), porém os menores vórtices são tratados por modelos de *sub-grid*. O método LES demanda menos recursos computacionais quando comparado ao LES, porém é muito mais oneroso computacionalmente em relação ao método RANS. Com o avanço da capacidade de processamento dos computadores atuais, o método LES já está sendo aplicado para resolver problemas de engenharia com geometrias e escoamentos cada vez mais complexos (RECH, 2010; VAZ, 2018).

Por fim, o método RANS (do inglês: *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) aplica a decomposição de Reynolds apresentada na Equação 2.29 e realiza um tratamento estatístico para modelar todas as escalas de comprimento e tempo, gerando assim termos extras nas equações de Navier-Stokes, de modo a haver mais incógnitas do que equações no caso a ser resolvido. Este impasse é conhecido como problema de fechamento da turbulência. Para modelar os termos não lineares (tensões de Reynolds) que surgem com a decomposição de Reynolds aplicado às equações de Navier-Stokes, são utilizados alguns modelos de turbulência baseados na viscosidade turbulenta e baseados em equação de transporte para cada um dos seis termos do tensor de Reynolds (RECH, 2010).

Os modelos lineares baseados na viscosidade turbulenta são fundamentados por meio da hipótese de Boussinesq: as tensões médias de Reynolds são proporcionais à deformação no escoamento. Desse modo, a viscosidade turbulenta (característica do escoamento) age de forma análoga a viscosidade fluidodinâmica (propriedade do fluido). Assim, a hipótese de Boussinesq é dada pela Equação 38, sendo "k" a energia cinética turbulenta (J/kg), "μ_t" a viscosidade turbulenta (N.s/m), "δ_{ij}" é o delta de Kronecker.

$$-\rho\overline{u'_i u'_j} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right) - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{38}$$

A energia cinética turbulenta é definida por meio da Equação 39 (CONVERGENT SCIENCE, 2020).

$$k = \frac{1}{2}\overline{u'_i u'_j} \tag{39}$$

Já o tensor da taxa de deformação média é definido por meio da Equação 40 (CONVERGENT SCIENCE, 2020).

$$\delta_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{40}$$

A relação entre a energia cinética turbulenta (k) e a sua taxa de dissipação (ε) é dada pela Equação 41 (CONVERGENT SCIENCE, 2020), sendo "C_μ" o coeficiente empírico do modelo. O modelo de turbulência *k-ε* é um modelo semi-empírico baseado nas equações de transporte da energia cinética turbulenta (k) e da dissipação da energia cinética turbulenta (ε).

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \tag{41}$$

O modelo *k-ε RNG* (do inglês: *Renormalization Group* – RNG) é baseado no modelo *k-ε* e foi inicialmente proposto por Yakhot e Orzag em 1986. Este modelo utiliza uma técnica matemática chamada de grupo de renormalização, sendo introduzidos termos adicionais nas equações de transporte para *k* e *ε*. As equações para a energia cinética turbulenta e para a taxa de dissipação são dadas pela Equação 42 e Equação 43, respectivamente (CONVERGENT SCIENCE, 2020).

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i k)}{\partial x_i} = \tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu}{Pr_k}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right) - \rho\varepsilon + \frac{2}{3}C_s S_s \tag{42}$$

$$\frac{\partial \rho\varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{\varepsilon 3}\rho\varepsilon\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\varepsilon}{k}\left(\tau_{ij}C_{\varepsilon 1}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon + C_s S_s\right) + S - \rho R \tag{43}$$

As constantes presentes na Equação 42 e na Equação 43 são as constantes do modelo *k-ε* clássico e *k-ε RNG*. Para o código de CFD *CONVERGE*, elas são dadas na Tabela 4 respectivamente (CONVERGENT SCIENCE, 2020).

Tabela 4 – Típicos valores das constantes dos modelos *k-ε* clássico e *RNG*

	$C\mu$	$1/Pr_k$	$1/Pr_\varepsilon$	$C_{\varepsilon1}$	$C_{\varepsilon2}$	$C_{\varepsilon3}$	C_s	R
k-ε	0,09	1,0	0,77	1,44	1,92	-1,0	0,0	0,0
k-ε RNG	0,0845	1,39	1,39	1,42	1,68	-1,0	0,0	$\frac{0{,}09\eta^3\left(1-\frac{\eta}{4{,}38}\right)}{(1+0{,}012\eta^3)}\frac{\varepsilon^2}{k}$

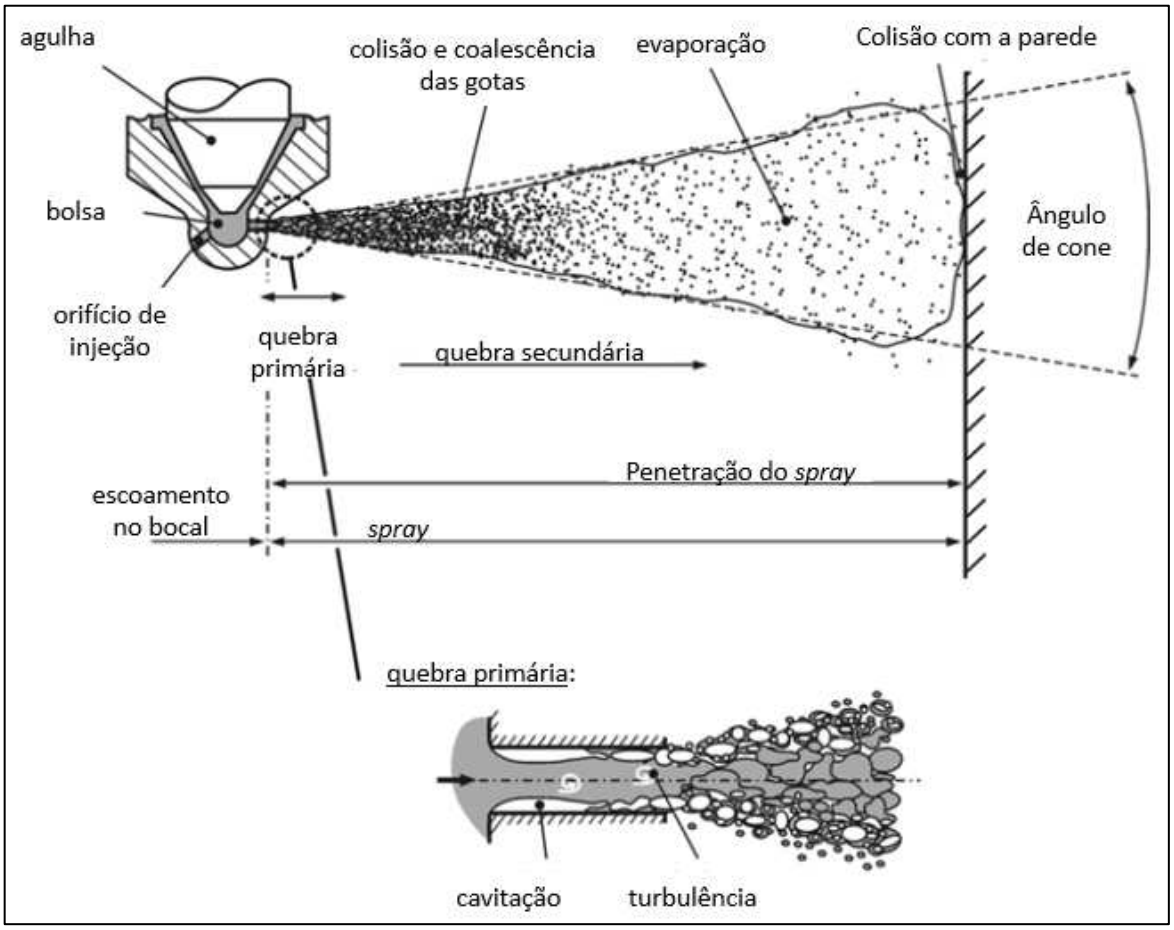
Fonte: Convergent Science (2020).

3.2.3 Modelo de injeção de combustível

O processo de injeção de combustível nos MCIs é muito importante, pois tem grande influência no processo de formação da mistura ar/combustível, logo também impacta no processo de combustão, emissões de poluente no consumo específico de combustível. Assim, os fabricantes de motores procuram melhorar continuamente o processo de formação de mistura ar-combustível para aperfeiçoar o processo de combustão dos motores. Neste contexto, as simulações numéricas têm se tornado uma importante ferramenta para a otimização do sistema de injeção de combustível, pois elas fornecem informações que caracterizam o spray injetado que são muito mais ricas em detalhadas, quando comparado à maioria das medições experimentais. Porém, para que os modelos numéricos sejam representativos, é necessário um extenso trabalho de pesquisa para desenvolver e otimizar modelos teóricos sobre os fenômenos que regem o processo de injeção (BAUMGARTEN, 2006).

A Figura 20 apresenta um esquema que descreve os fenômenos presentes no processo de atomização durante a injeção do combustível. Imediatamente após deixar o orifício de injeção, o *spray* injetado é quebrado formando um *spray* cônico. Esta primeira quebra em gotas é denominada de quebra primária, sendo causada principalmente pelos mecanismos de turbulência e cavitação. O próximo processo de quebra de gotas (quebra secundária) é originado por forças aerodinâmicas devido à velocidade relativa entre as gotas no *spray* e o gás circundante, sendo estas forças aerodinâmicas contrapostas pelas forças oriundas da tensão superficial nas gotas (que tende a manter a coesão entre elas). Essa instabilidade entre o balanço de forças gera a desintegração das gotas em outras menores (BAUMGARTEN, 2006).

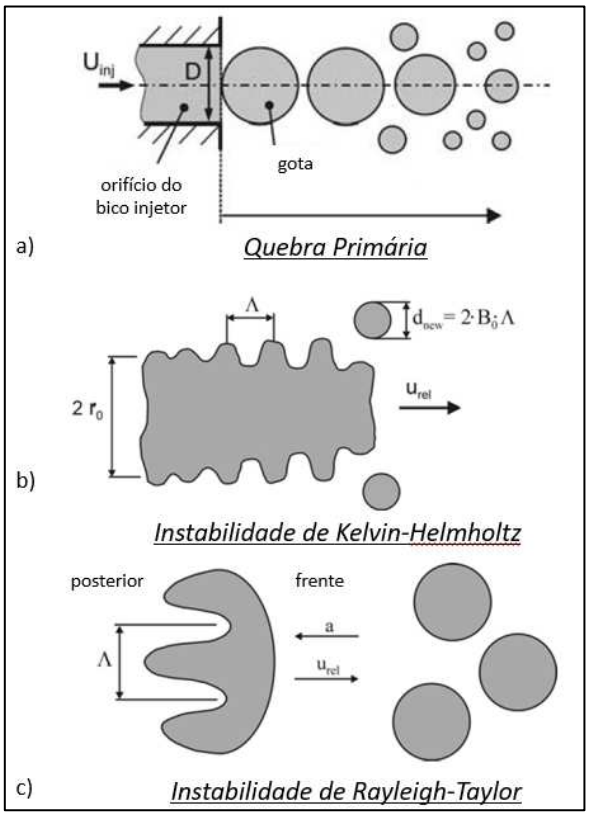
Figura 20 – Processo de atomização do combustível injetado



Fonte: Adaptado de Baumgarten (2006).

O modelo de quebra primária fornece informações referentes às condições iniciais do *spray* injetado. O modo mais simples de se definir estas condições iniciais é o chamado modelo de *Blob*, proposto inicialmente por Reitz e Diwakar (1987). Este modelo é baseado na hipótese que a atomização e quebra primárias das gotas dentro do spray próximo ao orifício do injetor são processos indistinguíveis por causa da alta densidade de gotas na região, sendo a injeção inicial caracterizada por gotas esféricas de diâmetro equivalente ao diâmetro do ofício do bico injetor. Ao deixar o orifício do bico injetor, estas gotas ficam sujeitas à quebra secundária (BAUMGARTEN, 2006). O modelo *Blob* de quebra primária é ilustrado na Figura 21.

Figura 21 – Modelo de quebra primária de Blob (a), instabilidades de Kelvin-Helmholtz (b) e Rayleigh-Taylor (c)



Fonte: Adaptado de Baumgarten (2006).

Em relação ao modelo de quebra secundária, os mais utilizados são o modelo de Kelvin-Helmholtz e o modelo de Rayleigh-Taylor. O modelo de Kelvin-Helmholtz (KH) foi proposto por Reitz (1987). Este modelo se baseia na análise linear de primeira ordem das instabilidades de Kelvin-Helmholtz (Mostradas na Figura 21b) que crescem na superfície cilíndrica do jato líquido de diâmetro inicial "d_0" que penetra no gás incompressível e estacionário com uma velocidade relativa "u_{rel}". Tanto o gás quanto o líquido são considerados incompressíveis, sendo o gás considerado invíscido. Considera-se também que, devido a turbulência gerada dentro do orifício do injetor, a superfície do jato é caracterizada por um espectro de onda sinusoidal com comprimento de onda "Λ", sendo que estas ondas crescem devido às forças aerodinâmicas originadas pela velocidade relativa entre o líquido e o gás (cisalhamento). O diâmetro da nova gota é o resultado do produto entre o comprimento de onda "Λ" e uma constante "B_0" igual a 0,61 (BAUMGARTEN, 2006).

Já o modelo de Rayleigh-Taylor (RT) é baseado no trabalho de Taylor (1963), no qual foi investigado as instabilidades na interface entre dois diferentes fluidos de diferentes densidades no caso de aceleração ou desaceleração normal à esta interface. Se os dois fluidos são gás e líquido, a interface é estável quando a aceleração é direcionada para o líquido e

instável quando é direcionado para o gás. Considerando o caso do gás e a gota moverem com velocidade relativa entre si de u_{rel}, a desaceleração da gota (para frente) devido às forças de arrasto também pode ser tratada como aceleração da gota na direção contrária, formando-se ondas estáveis na parte de trás da gota, conforme mostrado na Figura 21c (BAUMGARTEN, 2006).

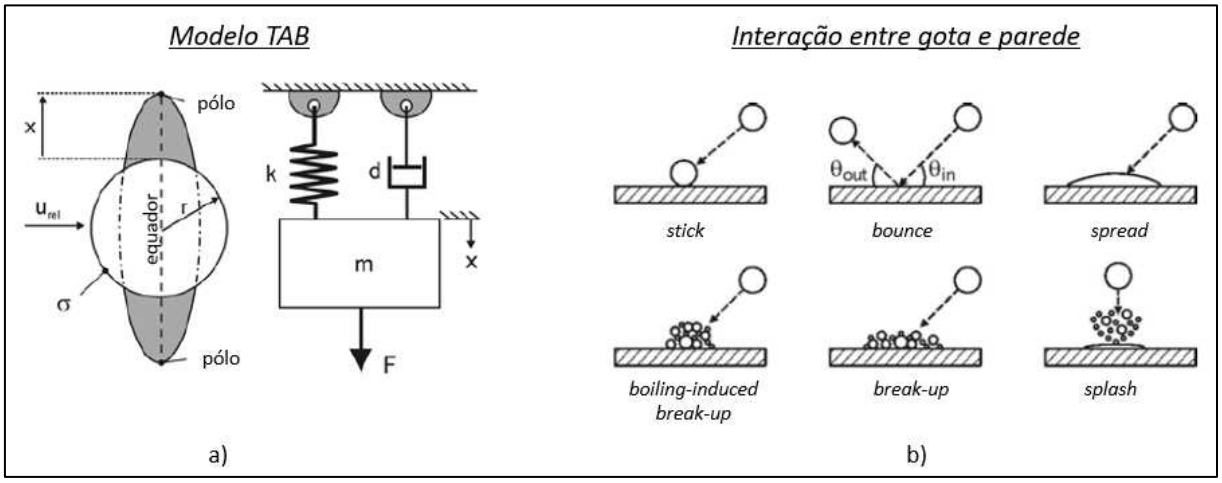
Devido ao fato de um único modelo de quebra de gotas não ser capaz de descrever todos os fenômenos envolvidos no processo de injeção de combustíveis em motores de combustão interna, o uso de modelo combinados, que mesclam pelo menos dois modelos diferentes de quebra de gotas, têm se tornado cada vez mais populares em códigos comerciais de simulação numérica. O modelo híbrido mais popular para se avaliar o processo de desintegração do spray (quebras primárias e secundárias) em motores de combustão interna é o Blob-KH-RT. Este modelo híbrido aplica o modelo de Blob para avaliar a quebra de primária, ao passo que a quebra secundária é avaliada pela combinação dos modelos de Kelvin-Helmholtz e Rayleigh-Taylor (BAUMGARTEN, 2006). Além dos fenômenos de quebra de gota primária e secundária, no processo de injeção de combustível também é importante o entendimento sobre o processo de arrasto das gotas, evaporação do combustível, interação das gotas com a parede da câmara de combustão, colisão e coalescência.

Quando um líquido é injetado em um espaço contendo um gás, as gotas do spray injetado são deformadas e perdem o seu formato esférico original à medida que sofrem a ação da força de arrasto imposta pelo gás. Desse modo, o coeficiente de arrasto deve ser uma função do número de Reynolds. Um dos modelos mais empregados para o cálculo da distorção na gota causada pelas forças de arrasto é o a analogia de quebra de Taylor (do inglês: *Taylor Analogy Break-up* – TAB), proposto por O'Rourke e Amsden (1987). Este modelo utiliza a analogia entre um sistema mecânico de massa-mola e as oscilações da gota que penetra em um meio gasoso com velocidade relativa "u_{rel}', conforme mostrado na Figura 22a. A força "*F"* que inicia a oscilação da massa "*m"* corresponde às forças aerodinâmicas que deformam a gota, fazendo sua massa oscilar. A força de restauração da mola é análoga à tensão superficial na gota que tende a mantê-la esférica e minimizar sua deformação, já a força de amortecimento correspondente às forças de atrito dentro da gota devido à viscosidade dinâmica do líquido. Portanto, com a analogia entre os sistemas mecânico e fluidodinâmico, resolve-se a equação diferencial de segunda ordem que compõem o movimento, resultando assim na equação da deformação da gota, dada pela Equação 44 (BAUMGARTEN, 2006), sendo "C_b", "C_f" e "C_k" as constantes do modelo; "ρ_g" e "ρ_l" as massas específicas (kg/m³) do gás e do líquido,

respectivamente; "y_0" e "$\dot{y}_0$" são a posição (m) e velocidade iniciais (m/s), respectivamente; e "We_g" o número de *Weber* do gás.

$$y(t) = \frac{C_F}{C_k C_b} We_g + e^{\frac{-t}{t_d}} \left[\left(y_0 - \frac{C_F}{C_k C_b} We_g \right) \right] cos(\omega t) + \frac{1}{\omega t_d} \left(\dot{y}_0 t_d + y_0 - \frac{C_F}{C_k C_b} We_g \right) sin\,(\omega t) \tag{44}$$

Figura 22 – Modelo TAB de deformação da gota por arrasto (a), tipos de interação entre gota e parede (b)



Fonte: Adaptado de Baumgarten (2006).

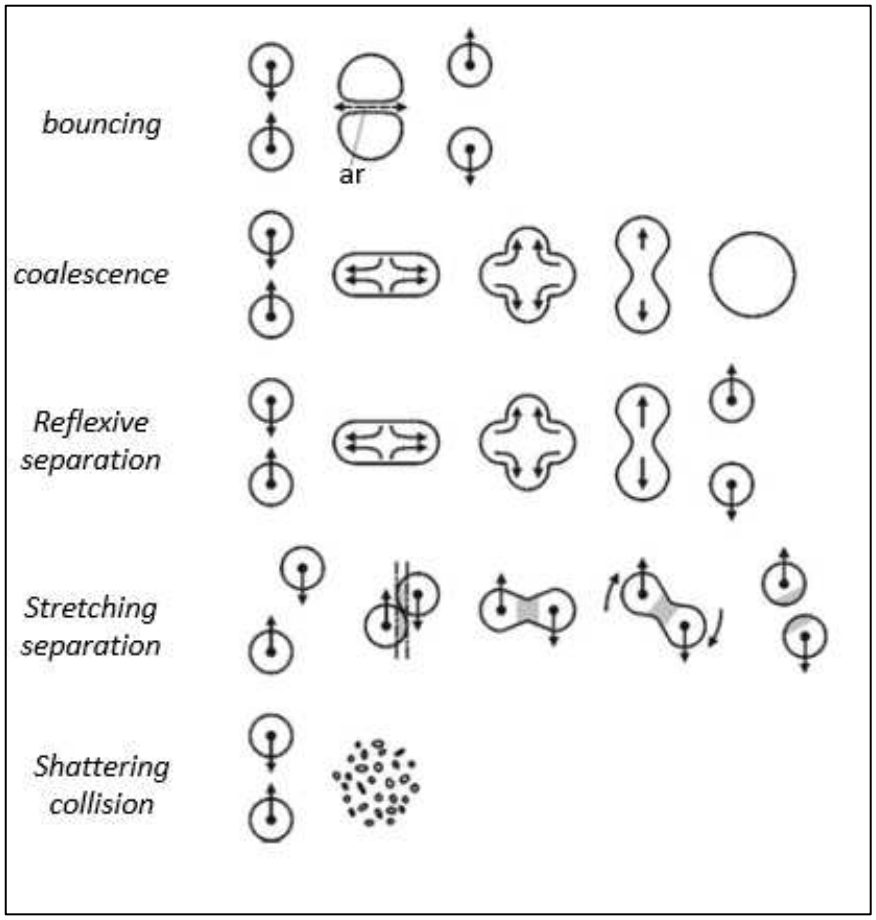
A formação de filme de fluido aderido à parede da câmara de combustão e no pórtico de admissão (para injeção indireta) é um fator que deve ser considerado na análise de desempenho dos motores de combustão interna. A Figura 22b apresenta seis regimes possíveis de interação entre a gota de combustível e a parede. No regime *stick*, a gota com baixa energia cinética adere à parede em um formato quase que esférico e continua a vaporizar. No regime *spread*, a gota impacta com uma velocidade relativamente maior em uma superfície seca ou molhada, espalhando-se. Se, em vez de aderir à parede, a gota ricochetear (do inglês: *bounce*), a gota não se quebra em um filme líquido aderido à parede. O regime *bounce* é observado no caso em que a parede está seca e quente e há um filme de vapor que impede o contato entre a gota e a parede. No regime *boiling-induced break-up*, a gota se desintegra devido à sua rápida ebulição ao entrar em contato com a parede quente. No caso do regime *break-up*, a gota se deforma em filme radial e achatado na superfície quente da parede. Por fim, o regime *splash* ocorre em altas energias de impacto, sendo formado uma coroa instável que se desintegra em várias gotas (BAUMGARTEN, 2006).

Além dos processos de quebra e deformação de gotas, a evaporação do spray líquido também desempenha um papel importante na ignição, combustão e formação de poluentes. A formação de vapor de combustível é um fator imprescindível que viabiliza as reações de combustão, além de determinar a distribuição espacial da razão de equivalência ar-combustível dentro da câmara de combustão, impactando diretamente no local de ignição. A energia da evaporação das gotas de combustível é transferida dos gases no interior da câmara de combustão para as gotas frias do *spray* injetado através da transferência de calor por convecção, condução e radiação (BAUMGARTEN, 2006). O modelo de evaporação de Frossling utiliza uma correlação para determinar a taxa de variação da gota de combustível, em função do tempo, devido à evaporação do combustível. A correlação de Frossling é dada pela Equação 45 (CONVERGENT SCIENCE, 2020), sendo "D" a difusividade de massa do líquido no ar (m^2/s), "Sh_d" o número de Sherwood, r_0 o raio da gota (m), α_s o fator de escala para o coeficiente de transferência de massa, "Υ_1" a fração de massa do vapor e "Υ_1^*" a fração de massa do vapor na superfície da gota.

$$\frac{dr_0}{dt} = -\frac{\alpha_s \rho_g D}{2 r_0 \rho_l}\left(\frac{\Upsilon_1^* - \Upsilon_1}{1 - \Upsilon_1^*}\right) Sh_d \tag{45}$$

A probabilidade de colisão entre gotas perto do orifício de injeção é muito grande devido ao grande número de gotas nesta região. A colisão entre as gotas de um spray é ocasionada pela diferentes velocidades e trajetórias das gotas, causadas pelos múltiplos orifícios de injeção do injetor, pela intensidade da turbulência do escoamento, pelas forças de arrasto, dentre outros fatores. O resultado do evento de colisão depende da energia de impacto, do tamanho das gotas, das propriedades do meio e da razão ar-combustível da mistura que cerca as gotas durante o impacto. A colisão pode resultar na combinação das massas das gotas (coalescência), em reflexão ou em quebra das gotas, alterando a transferência de massa, momento e energia durante a formação da mistura. Há basicamente cinco diferentes resultados da colisão entre gotas: *bouncing* (ricochete), *coalescence* (coalescência), *reflexive separation* (separação reflexiva), *stretching separation* (separação de alongamento) e *shattering* (estilhaçamento), mostrados na Figura 23 (BAUMGARTEN, 2006).

Figura 23 – Diferentes resultados da colisão entre gotas



Fonte: Adaptado de Baumgarten (2006).

3.2.4 Modelo de combustão

A combustão em um motor de combustão interna pode ser classificada em dois grupos: combustão com mistura pré-misturada e combustão com mistura estratificada. A combustão a partir de uma mistura pré-misturada exige que o combustível e o oxidante estejam completamente misturados antes do início da combustão. A combustão pré-misturada só é possível caso a injeção do combustível seja significativamente antecipada em relação à adição de calor (centelha elétrica), sendo então característica de sistemas PFI ou ainda de sistema DI com a injeção direta de combustível ocorrendo de forma bastante antecipada à ignição. Já no modelo de combustão com mistura estratificada não há a homogeneização prévia da mistura ar-combustível, de modo a haver diferentes razões de equivalência ar-combustível na câmara de combustão durante o processo de queima (CONVERGENT SCIENCE, 2020).

Um mecanismo de cinética química é um conjunto de reações químicas que descrevem um processo químico global. A combustão de diferentes combustíveis deve ser modelada por diferentes mecanismos, uma vez que um mecanismo de cinética química que se aplica a um

combustível pode não ser adequado a outro. Conforme descrito por Turns (2012) e Senecal *et al*. (2003), um mecanismo cinético químico de múltiplas etapas pode ser escrito da seguinte forma:

$$\sum_{m=1}^{M} \upsilon'_{m,r} X_m \leftrightarrows \sum_{m=1}^{M} \upsilon''_{m,r} X_m \qquad r = 1,2,3 \dots R \tag{46}$$

A taxa de progresso para a *r-ésima* reação é dada pela Equação 47 (SENECAL et al., 2003), sendo $\nu'_{m,r}$ e $\nu''_{m,r}$ os coeficientes estequiométrico dos reagentes e dos produtos, respectivamente; "m" o índice da espécies, "r" e "R" são os índices da reação e número total de reações, respectivamente; "X" o símbolo químico para a espécie, "X_m" é a concentração molar da espécie "m" (mol/m³) e "k_{fr}" e k_{rr}" são os coeficientes de velocidade de reação direta e reversa, respectivamente.

$$q_r = k_{fr} \prod_{m=1}^{M} [X_m]^{\upsilon'_{m,r}} - k_{rr} \prod_{m=1}^{M} [X_m]^{\upsilon''_{m,r}} \tag{47}$$

O coeficiente de velocidade de reação direta é expresso pela equação de *Arrhenius*, dado pela Equação 48 (SENECAL et al., 2003), sendo "A_f" o fator pré-exponencial, "E" a energia de ativação (J), "n" o expoente da temperatura, "T" a temperatura (K) e "R" a constante universal dos gases (J/kg.mol).

$$k_{fr} = A_f T^n exp\,(-\frac{E}{RT}) \tag{48}$$

Já o coeficiente de velocidade de reação reversa é dado pela Equação 49 (SENECAL et al., 2003), sendo "ΔH_r°" a variação de entalpia durante a transformação dos reagentes em produtos (J) e "ΔS_r°" a variação de entropia durante a transformação dos reagentes em produtos (J/K).

$$k_{rr} = \frac{k_{fr}}{exp\left[\frac{\Delta S_r^\circ}{R} - \frac{\Delta H_r^\circ}{R}\right]\left(\frac{P_{atm}}{RT}\right)^{\sum_{m=1}^{M} \upsilon_{m,r}}} \tag{49}$$

Uma vez que o SAGE é um *solver* de cinética química detalhada, é importante escolher um mecanismo de cinética química correto de acordo com o combustível utilizado. Os mecanismos de cinética química podem ser classificados em reduzidos ou detalhados. Um mecanismo de cinética química reduzido apresenta menor número de espécies químicas e reações elementares envolvidas, resultando em um menor esforço computacional para a solução da equação de conservação da massa, *momentum* e energia para cada espécie química (TURNS, 2012). Dentro os diversos mecanismos de cinética química desenvolvidos nas últimas décadas para o etanol, pode-se citar o de Norton e Dryer (1992), composto por 142 reações e 32 espécies; o de Marinov (1999), composto por 351 reações e 56 espécies químicas; o de Maurya *et al*. (2016); composto por 272 reações e 47 espécies químicas. Todos estes mecanismos de cinética química foram desenvolvidos avaliando-se algum parâmetro específico, tais como o atraso da ignição, velocidade de chama laminar, combustão em chamas pré-misturadas, ignição por compressão em carga homogênea, dentre outros; de tal forma que cada um destes mecanismos tem uma aplicação específica.

Em relação à emissão de poluentes, o mecanismo estendido de Zel'dovich é utilizado no programa *CONVERGE* para calcular a formação de "NO_x". As principais reações que governam a formação (e destruição) de "NO" a partir do nitrogênio são dadas pela Equação 50 (HEYWOOD, 2018).

$$\begin{aligned} O + N_2 &\leftrightharpoons NO + N \quad \text{(R1)} \\ N + O_2 &\leftrightharpoons NO + O \quad \text{(R2)} \\ N + OH &\leftrightharpoons NO + H \quad \text{(R3)} \end{aligned} \tag{50}$$

As constantes de velocidade das reações (R1) a R(3) para o sentido direto (índice "f" do inglês: *foward*) e para o sentido reverso (índice "r" do inglês: *reverse*) são dadas pela Equação 51 (CONVERGENT SCIENCE, 2020).

$$\begin{cases} k_{1,f} = 7{,}6x10^{13} exp\,(-38000/T) \\ k_{1,r} = 1{,}6x10^{13} \end{cases} \quad \text{(E1)}$$

$$\begin{cases} k_{2,f} = 6{,}4x10^{9}\ T\ exp\,(-3150/T) \\ k_{2,r} = 1{,}5x10^{9}\ T\ exp\,(-19500/T) \end{cases} \quad \text{(E2)} \tag{51}$$

$$\begin{cases} k_{3,f} = 4{,}1x10^{13} \\ k_{3,r} = 2{,}0x10^{14} exp\,(-23650/T) \end{cases} \quad \text{(E3)}$$

Caso haja equilíbrio químico para as espécies “O”, “H” e “OH”, então a taxa de formação de “NO” pode ser calculada através da Equação 52 (CONVERGENT SCIENCE, 2020).

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2\left(k_{1,r}[NO]_{eq}[N]_{eq}\right)\left(1-\left(\frac{[NO]}{[NO]_{eq}}\right)^2\right)}{1+\left(\frac{[NO]}{[NO]_{eq}}\right)\left(\frac{k_{1,r}[NO]_{eq}[N]_{eq}}{k_{2,f}[N]_{eq}[O_2]_{eq}+k_{3,f}[N]_{eq}[OH]_{eq}}\right)} \tag{52}$$

Para produção de material particulado, o programa *CONVERGE* utiliza o modelo desenvolvido por Hiroyasu e Kadota (1976). A produção de massa de particulado pode ser determinada a partir do balanço entre a taxa de formação de massa do particulado e a sua taxa de oxidação, conforme dado pela Equação 53, sendo “M_s” a massa de material particulado (kg), “M_{form}” a massa de formação de material particulado (kg), “M_{so}” a massa de oxidação de material particulado (kg) e P a pressão da célula (Pa).

$$\underbrace{\frac{dM_s}{dt}}_{\substack{Taxa\ de\ prod.\\ de\ particulado}} = \underbrace{A_f P^{0,5}\, exp\left(-\frac{E}{RT}\right) M_{form}}_{\substack{Taxa\ de\ formação\\ de\ particulado}} - \underbrace{\dot{M}_{so}}_{\substack{Taxa\ de\ oxidação.\\ de\ particulado}} \tag{53}$$

Observa-se que o primeiro termo do lado direito da Equação 53 é equivalente à equação de *Arrenius* dada pela Equação 42, com a diferença que não há o termo de temperatura (T^n), mas sim o termo de pressão da célula ($P^{0,5}$).

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção, são apresentados e discutidos os principais estudos que representam o estado da arte na área de sistemas de ignição por pré-câmara. Inicialmente, apresenta-se a evolução histórica dos motores de combustão interna que utilizam a ignição por pré-câmara. Em seguida, os trabalhos recentes que investigam os principais fatores que afetam o desempenho de motores que utilizam esta tecnologia são discutidos, sendo analisados trabalhos experimentais e numéricos desenvolvidos nos mais importantes centros de pesquisa em todo o mundo.

4.1 Estudos de motores com pré-câmara no CTM-UFMG

A Universidade Federal de Minas Gerais possui diversos trabalhos de pesquisa com motores dotados de sistema de ignição com pré-câmara. Um dos primeiros estudos foi realizado por Sá (2001), no qual foram analisadas as características de um sistema de ignição por lanças chamas de carga homogênea em um motor *Briggs&Stratton* de um cilindro, comparando-o com o sistema de ignição SI através de testes em banco dinamômetro. Os testes mostraram superaquecimento da pré-câmara, uma vez que não havia nenhum sistema de arrefecimento que circundasse o local de instalação da pré-câmara no cabeçote. Assim, foi sugerido a utilização de um sistema de arrefecimento otimizado e alimentação de combustível independente para a pré-câmara, isto é, converter o sistema de ignição por lanças chamas de homogêneo para carga estratificada.

Gomes (2004) propôs três diferentes geometrias de pré-câmara para a análise de um sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea em um motor de quatro cilindros modificado para operar apenas com um cilindro. Os ensaios foram realizados com rotação do motor entre 1500 rpm e 6000 rpm. Entre 1500 rpm e 3500 rpm o intervalo de variação foi de 250 rpm. A partir de 3500 rpm a variação passou a ser de 500 rpm. O combustível utilizado foi a gasolina e o motor operou a plena carga em todos os ensaios. O índice de emissões de CO para o motor equipado com sistema de ignição por lança-chamas foi menor, em todas as rotações, quando comparado com o motor SI, indicando melhoria na combustão devido à geração de maior turbulência. O sistema de ignição utilizando pré-câmara apresentou redução de 52% em comparação com o SI, na rotação de 5000 rpm. Nenhuma alteração significativa no consumo específico de combustível foi observada para todas as condições testas.

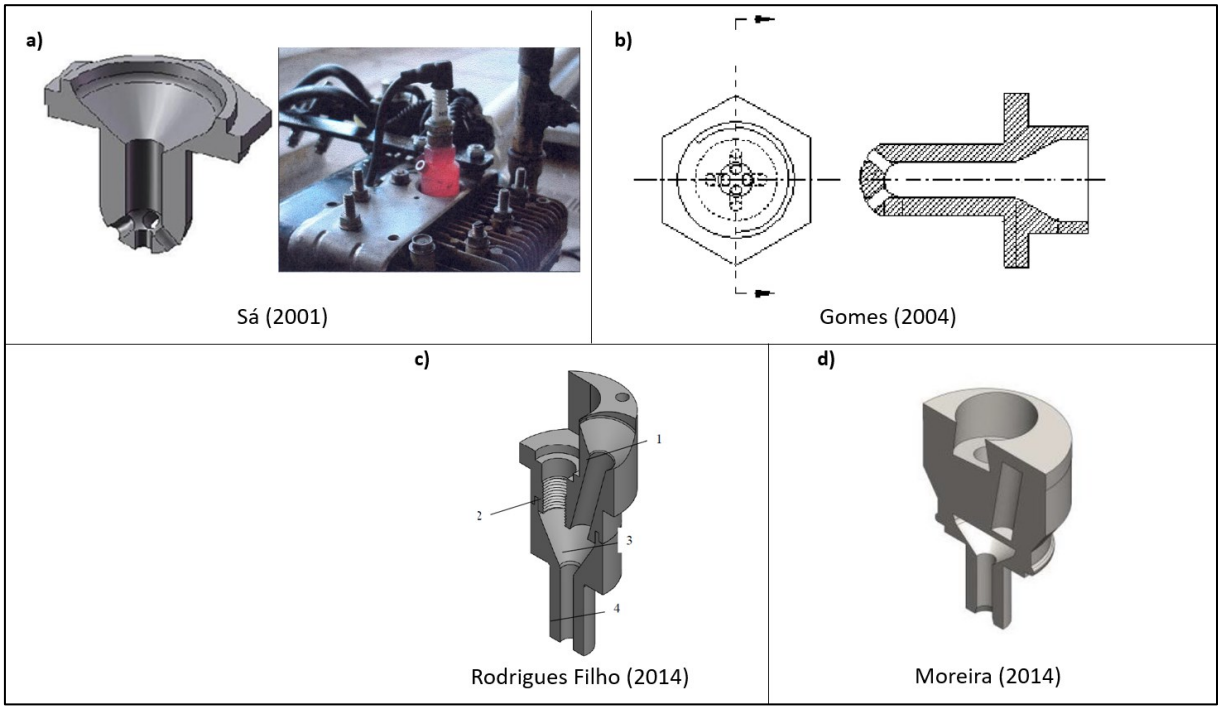
Moreira (2009) apresentou uma metodologia de projeto e construção de um sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada para motor de ciclo Otto que fosse capaz de reduzir o consumo de combustível e a emissão de poluentes. Foi realizada uma revisão bibliográfica detalhando-se a influência dos principais parâmetros de projeto da pré-câmara no desempenho e emissões específicas do MCI. Uma metodologia para o cálculo dos diâmetros de interconexão da pré-câmara foi apresentada, sendo investigado o diâmetro crítico que ocasiona o apagamento do jato de combustão após a sua passagem pelo orifício da pré-câmara.

Rodrigues Filho (2014) projetou, construiu e analisou um sistema de ignição lança chamas de carga estratificada (pré-câmara ativa), aplicado em um motor Ford Sigma 1,6 litros de quatro cilindros e 16 válvulas, com razão volumétrica de compressão de 11:1 (tanto o motor SI quanto o motor com PC). O motor operou com gasolina E25 e diferentes fatores lambda: de 1,0 a 1,3. A pré-câmara desenvolvida possui furo central de 6 mm com volume de 3,5% do volume da câmara de combustão do motor convencional. Comparando-se com o motor SI convencional, o sistema de ignição por lança chamas proposto obteve uma redução percentual média no consumo específico de combustível de 6,55% e um aumento percentual médio na eficiência térmica de 7,10% para o motor operando com o fator lambda de 1,30. Com relação às emissões específicas de poluentes, verificou-se uma redução média percentual de 8,21% para o CO_2, 71,58% para o CO e 49,51% para NO_x. Verificou-se ainda que o processo de combustão em motores equipados com pré-câmara ocorre de forma mais rápida quando comparado ao do motor SI, fato este evidenciado por um MFB 50-90 menor para o motor com pré-câmara, indicando assim uma redução na tendência da ocorrência de detonação. Desse modo, torna-se possível o aumento da razão volumétrica de compressão para se aumentar a eficiência de conversão de combustível através da implementação do sistema de ignição por pré-câmara.

Moreira (2014) projetou, construiu e analisou o uso de um sistema de ignição lança chamas no motor Fiat *High Torque* de 1,6 litros de quatro cilindros e 16 válvulas, com razão volumétrica de compressão de 9,5:1. O combustível utilizado foi a gasolina E25 e diferentes fatores lambda: de 1,0 a 1,3 variando-se em intervalos de 0,1. Os testes experimentais foram realizados em bancada dinanométrica do tipo passivo fabricado pela *Horiba*. As rotações estudadas foram de 2500 rpm, 3500 rpm e 4500 rpm e os torques efetivos foram de 74 N.m, 44,4 N.m e 29,6 N.m, totalizando-se assim nove pontos operacionais. Com o motor operando com fator lambda de 1,2, obteve-se um aumento da eficiência térmica de 10% e redução nas emissões de até 91% para o CO e 76% para o NO_x, quando comparado com o motor SI e considerando-se a faixa aceitável para a estabilidade da combustão sendo de COV-IMEP menores que 6%.

A Figura 24 ilustra as pré-câmaras utilizadas em sistemas de ignição de alguns estudos anteriormente citados, realizados nos laboratórios do CTM, na UFMG. Observa-se na Figura 24a o superaquecimento da pré-câmara mencionado por Sá (2001).

Figura 24 – Projetos de pré-câmara de sistemas de ignição estudados no CTM no período de 2001 a 2014.



Fonte: Adaptado de Sá (2001), Gomes (2004), Rodrigues Filho (2014) e Moreira (2014).

Costa (2015) projetou e estudou um sistema com pré-câmaras por lança-chamas passivo adaptado a um motor monocilíndrico de pesquisa com acesso óptico. A pré-câmara testada possui um furo central de 5 mm e volume interno de 4,18 cm³ (7,1% do volume da câmara principal. O motor empregado nos testes foi o AVL 5496 monocilíndrico de acesso óptico de 0,45 litros, com razão volumétrica de compressão de 8,7:1 e 4 válvulas. O combustível utilizado nos testes foi o E100, o fator lambda variou de 1,0 a 1,6 e a rotação empregada foi igual a 1000 rpm. Foram obtidas melhorias no desempenho do motor, havendo um aumento na eficiência de conversão de combustível em cerca de 5%.

Couto (2017) projetou, construiu e analisou um sistema de ignição lança chamas em um motor o Ford Sigma de 1,6 litros flexível de 4 cilindros e 16 válvulas, com injeção indireta e razão volumétrica de compressão de 11:1. O motor, dotado de pré-câmara passiva com 7% do volume da câmara de combustão principal e um orifício de interconexão centralizado de 6 mm de diâmetro. O combustível utilizado foi a gasolina E27. Os pontos operacionais testados foram: rotação de 2000 rpm a 3500 rpm em intervalos de 500 rpm e 3 bar, 5 bar e 8 bar de BMEP. Os

fatores lambda estudados foram 1,0 e 1,1. Por meio de testes realizados em dinamômetro de bancada e da avaliação de pressão no interior da câmara de combustão, foram analisados alguns parâmetros de operação do motor, tais como consumo específico de combustível, eficiência de conversão de combustível e eficiência térmica, taxa de liberação de calor aparente, dentro outros. O motor com pré-câmara apresentou bom desempenho operando com mistura estequiométrica, quando comparado ao motor SI convencional, havendo reduções de consumo específico de combustível em todas as faixas de velocidade e carga analisadas. Para o motor operando com fator lambda igual a 1,1; houve reduções no consumo específico de combustível de 14% para a rotação de 3000 rpm e BMEP de 3 bar, comparando-se com o motor SI com fator lambda de 1,0. A velocidade da combustão na primeira e segunda metade do processo de combustão para o motor com pré-câmara (MFB 10-50: 7,6° e MFB 50-90: 9,8°) foram menores quando comparado com o motor original (MFB 10-50: 8,8° e MFB 50-90: 10,6°) na condição de 8 bar de BMEP na rotação de 3000 rpm.

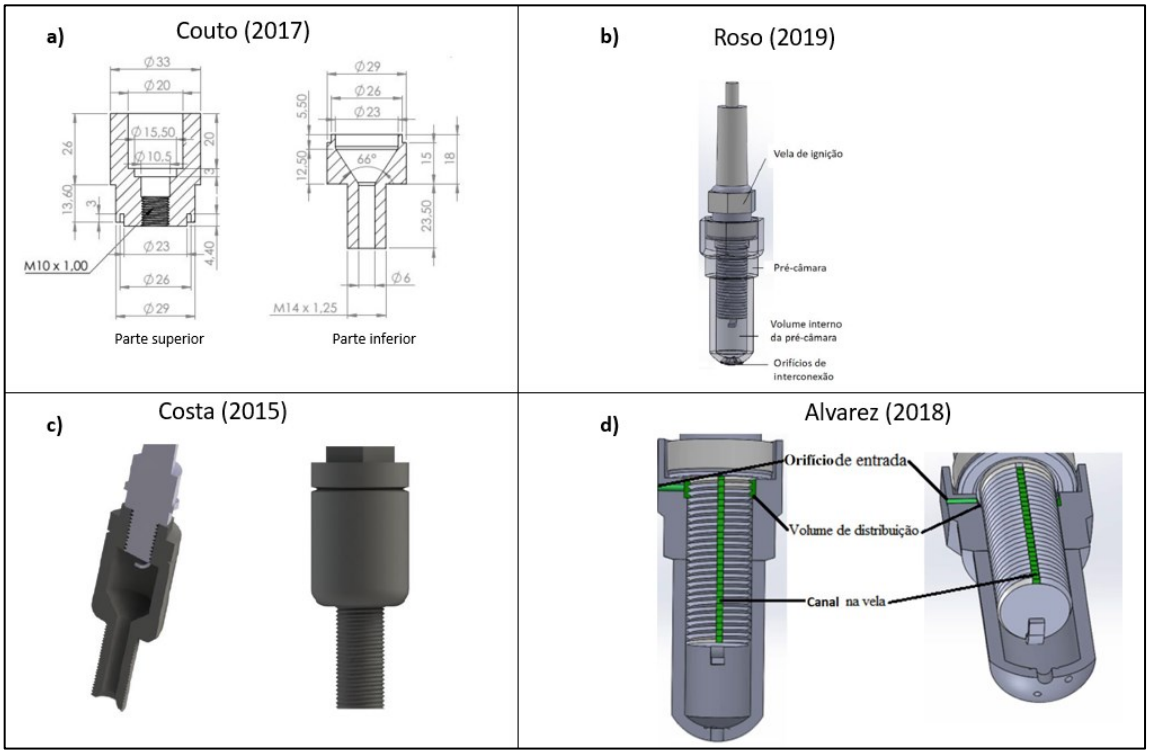
Alvarez (2018) projetou, construiu e testou um sistema de ignição com pré-câmara ativa com múltiplos orifícios de interconexão. O sistema proposto foi testado com etanol na câmara principal (mistura homogênea) e hidrogênio ou gás natural veicular na pré-câmara, com fator lambda máximo de 1,6. A pré-câmara possui 4 orifícios laterais de 1 mm de diâmetro cada e 1 orifício central de 2 mm de diâmetro, sendo testados dois volumes de pré-câmaras: 0,86 cm^3 (2,16% da câmara principal) e 2,40 cm^3 (6% da câmara principal). O motor utilizado nos testes foi o Ford Sigma de 4 cilindros e 1,6 litros e 16 válvulas, com razão volumétrica de compressão de 11:1 (sendo este valor compensado com a alteração do volume da câmara de combustão pela adição da pré-câmara) e operando a 2250 rpm e com 5 bar de IMEP. Os resultados obtidos indicaram uma redução nas emissões de NOx e CO_2 em 90% e 15%, respectivamente, além de uma redução do MFB 10-90 em 30%, em média.

Roso (2019) conduziu testes experimentais em um motor Ford Sigma de 4 cilindros e 1,6 litros e 16 válvulas, com razão volumétrica de compressão de 11:1 e equipado com um sistema de ignição com pré-câmara ativa e passiva com 2,4% do volume da câmara principal e com cinco furos de interconexão: um furo centralizado de 2 mm de diâmetro e quatro furos radiais de 1 mm de diâmetro. Para a configuração de pré-câmara ativa, foi injetado etanol na câmara principal e hidrogênio na pré-câmara, com um fator lambda global de 1,4; ao passo que para a configuração com pré-câmara passiva utilizou-se apenas a injeção de etanol na câmara principal com o fator lambda global de 1,0 e 1,2. Os testes experimentais foram realizados em condições estacionárias em um dinamômetro de bancada passivo. Ao todo, foram analisados 43 pontos operacionais, sendo a faixa de rotação de 750 rpm a 3000 rpm e o IMEP de 0,5 bar

até 10,5 bar. Estas condições foram selecionadas de forma a caracterizar as demandas de torque e rotação deste motor quando montado em veículo Ford Fiesta a ser submetido em ciclos padrão de rodagem HWFET (do inglês: *Highway Fuel Economy Test*) e FTP-75 (*Federal Test Procedure*). Os mapas de operação para as variáveis de interesse foram utilizados como dados de entrada em modelos computacionais no programa *GT-SUITE*, que simularam o motor instalado em um veículo Ford Fiesta através da interpolação das características estacionárias. Os resultados da aplicação veicular nos ciclos HWFET e FTP-75 apontaram reduções no consumo específico de combustível de até 7%, ao passo que as emissões médias de CO_2 e NO_x foram reduzidas em 85% e 65%, respectivamente, quando comparado à operação com o sistema de ignição SI convencional.

A Figura 25 ilustra as pré-câmaras utilizadas em sistemas de ignição nos estudos de Couto (2017), Lima (2018) e Roso (2019), sendo todos realizados nos laboratórios do CTM, na UFMG.

Figura 25 – Projetos de pré-câmara de sistemas de ignição com pré-câmara estudados no CTM no período após 2014.



Fonte: Adaptado de Costa (2015), Couto (2017), Alvarez (2018) e Roso (2019).

4.2 Estado da arte

Os trabalhos aqui abordados têm como objetivo apresentar uma visão atual e abrangente sobre os estudos mais relevantes e recentes que tratam de ignição por pré-câmara em motores de combustão interna. Os critérios para a seleção dos trabalhos analisados foram: confinidade com o tema estudado, relevância e qualidade do trabalho, rigor metodológico aplicado ao estudo, publicações recentes, trabalhos publicados em periódicos confiáveis e com boa reputação na comunidade acadêmica e científica.

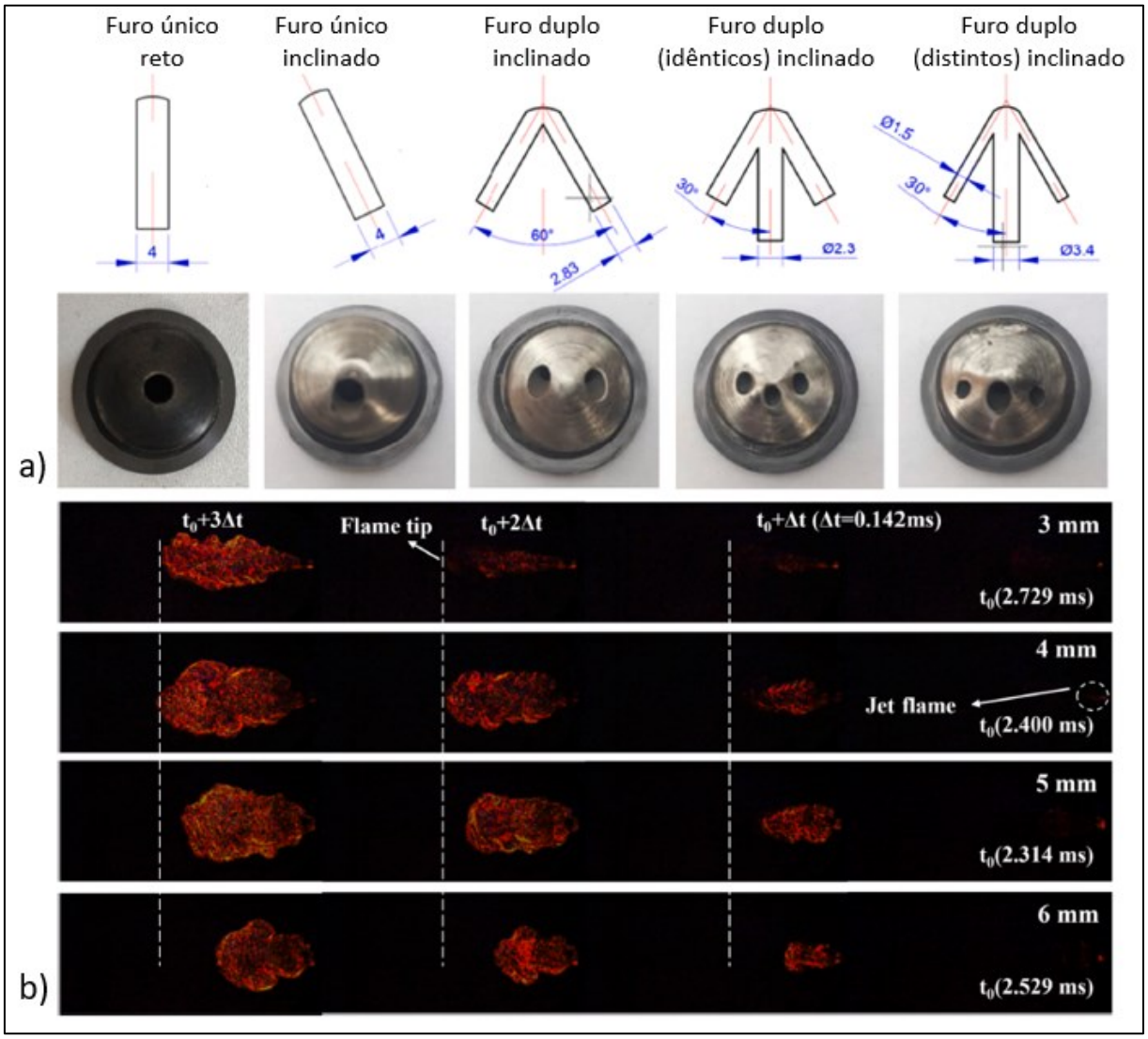
4.2.1 Influência da geometria da pré-câmara

Os parâmetros geométricos da pré-câmara têm grande influência sobre o desempenho, a combustão e emissões de poluentes nos MCIs. A energia de ignição é uma função do volume interno da pré-câmara e tem grande influência na ignição da mistura na câmara principal. O diâmetro do orifício de interconexão influencia na velocidade de ejeção dos jatos e também determina se ocorrerá, ou não, o apagamento destes jatos provenientes da pré-câmara e a consequente formação de radicais quimicamente ativos, que são responsáveis pelo início do processo de combustão na câmara de combustão principal.

Os efeitos de diferentes tipos e diâmetro de furos da pré-câmara ativa foram estudados por Zhou *et al*. (2022). Para isso, foram desenvolvidos diferentes diâmetros (2 mm a 6 mm) e diferentes configurações (furo único e vertical, furo único e inclinado, furo duplo inclinado, furo triplo inclinado de mesmo diâmetro e furo triplo inclinado com diâmetros distintos), conforme mostrado na Figura 26a. Estes arranjos foram analisados em um estudo óptico da Bomba de Combustão de Volume Constante (do inglês: *Constant Volume Combustion Bomb* - CVCB) e posteriormente estudados em um motor de pesquisa monocilíndrico Ricardo E6 de quatro tempos, sendo nele instalado uma pré-câmara ativa de 3,6 cm³ de volume para o estudo da ignição por jato turbulento, com o fator lambda variando de 1 a 2,5. Foi observado que o diâmetro do furo da passagem da pré-câmara para a câmara principal possui um forte impacto na propagação do jato turbulento. Conforme evidenciado pela Figura 26b, diâmetros muito pequenos levaram a extinção da chama e, consequentemente, no atraso da ignição da câmara principal, enquanto furos com diâmetros muito grandes produziram jatos com baixas velocidades. Assim, os diâmetros intermediários de 3 a 4 mm foram os capazes de elevar o pico da taxa de liberação de calor de modo a elevar a velocidade de chama sem causar o fenômeno de detonação. Além disso, arranjos com múltiplos furos distribuíram de forma mais efetiva o

jato turbulento na câmara principal, espalhando a área projeta pela chama e aumentando a taxa de combustão. A configuração de furo triplo inclinado com diâmetros diferentes apresentou uma boa penetração do jato como ocorre na configuração de furo único e vertical, mas também se verificou um bom espalhamento da chama como ocorre no furo duplo inclinado, levando assim a baixos níveis de NOx, (furo triplo inclinado: 0,85 g/kWh, furo único e vertical: 0,50 g/kWh).

Figura 26 – Diferentes configurações de furos das pré-câmaras (a) e imagens Schlieren do TJI com pré-câmaras de diferentes diâmetros de furos



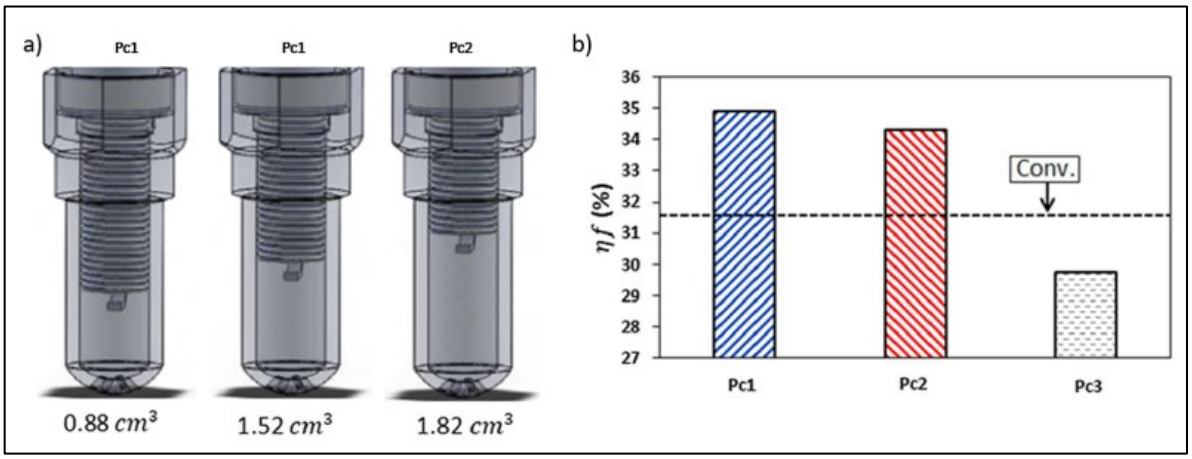
Fonte: Adaptado de Zhou *et al.* (2022).

O volume da pré-câmara no processo de ignição por jato turbulento (TJI) impacta diretamente a velocidade de propagação da chama e a tendência de detonação. Chen *et al.* (2022) exploraram os efeitos do TJI em regime de operação estequiométrico e de mistura levemente empobrecida (lambda de 1,0 a 1,2) em um motor monocilíndrico de acesso óptico

de razão volumétrica de compressão de 13:1, avaliando uma pré-câmara de 1805 mm³ e outra de 855 mm³ (1,7% e 3,7% do volume morto da câmara principal, respectivamente). A rotação analisada foi de 1000 rpm e o fator lambda empregado foi o estequiométrico. Os estudos mostraram que a pré-câmara passiva de maior volume produziu maiores valores da derivada da curva de pressão para o sistema TJI em relação ao SI (0,36 Mpa/deg contra 0,14 Mpa/deg) e as imagens do acesso óptico indicaram uma maior velocidade desenvolvimento da frente de chama para a pré-câmara com volume maior. Para a pré-câmara de menor volume, a frente de chama torna-se visível na câmara de combustão principal no ângulo de -1,5° em relação ao PMS, já para a pré-câmara de maior volume se torna visível no ângulo de -6° em relação ao PMS. Contudo, observa-se que os jatos expelidos pela pré-câmara de menor volume levam 18° de revolução do virabrequim para concluir o processo de combustão na câmara de combustão principal, (MFB 10-90), ao passo que a pré-câmara de maior volume leva apenas 8°. Menor valor de IMEP foi verificado para a pré-câmara de maior volume (6,2 bar versus 5,75 bar) devido a perdas de bombeamento e dissipação de calor por causa da maior área da pré-câmara.

Uma pesquisa experimental foi realizada por Sandoval *et al*. (2020) a respeito da influência do volume da pré-câmara de combustão no motor Ford Sigma 1.6 L *flex-fuel* de quatro cilindros e dezesseis válvulas com injeção indireta e razão volumétrica de compressão de 11:1. Nesse estudo foram adotadas três pré-câmaras com volumes de 0,88 cm³, 1,52 cm³ e 1,82 cm³ que correspondem a, respectivamente, 2,2%, 3,8% e 4,56% do volume da câmara principal, conforme mostrado na Figura 27a. Não houve compensação de volume na câmara de combustão devido a inserção da pré-câmara, o que causou redução na razão volumétrica de compressão. O ponto de operação escolhido para a pesquisa foi de 3,3 bar para o IMEP e 1500 rpm para a rotação do motor. A pré-câmara com volume intermediário correspondente a 3,8% obteve os menores valores de emissões de poluentes, sendo capaz de alcançar reduções de 13,2% e 12,6% em emissões de HC e NOx, respectivamente, quando comparado ao motor SI. Observou-se também que a pré-câmara de maior volume aumenta a velocidade da primeira metade e da segunda metade do processo de combustão, comparada com as demais pré-câmaras e com o motor SI. Para a pré-câmara de maior volume, o MFB 10-50 e MFB 10-90 foram de 5,6° e 8,5°, respectivamente; muito menores que os valores para o motor equipado com a menor pré-câmara (MFB 10-50 = 8,0° e MFB 50-90 = 9,1°) e do motor SI (MFB 10-50 = 9,3° e MFB 50-90 = 10,6°). A pré-câmara de menor volume apresentou a maior eficiência de conversão de combustível, conforme mostrado na Figura 27b.

Figura 27 – Configurações de pré-câmara (a) e eficiência de conversão de combustível (b)

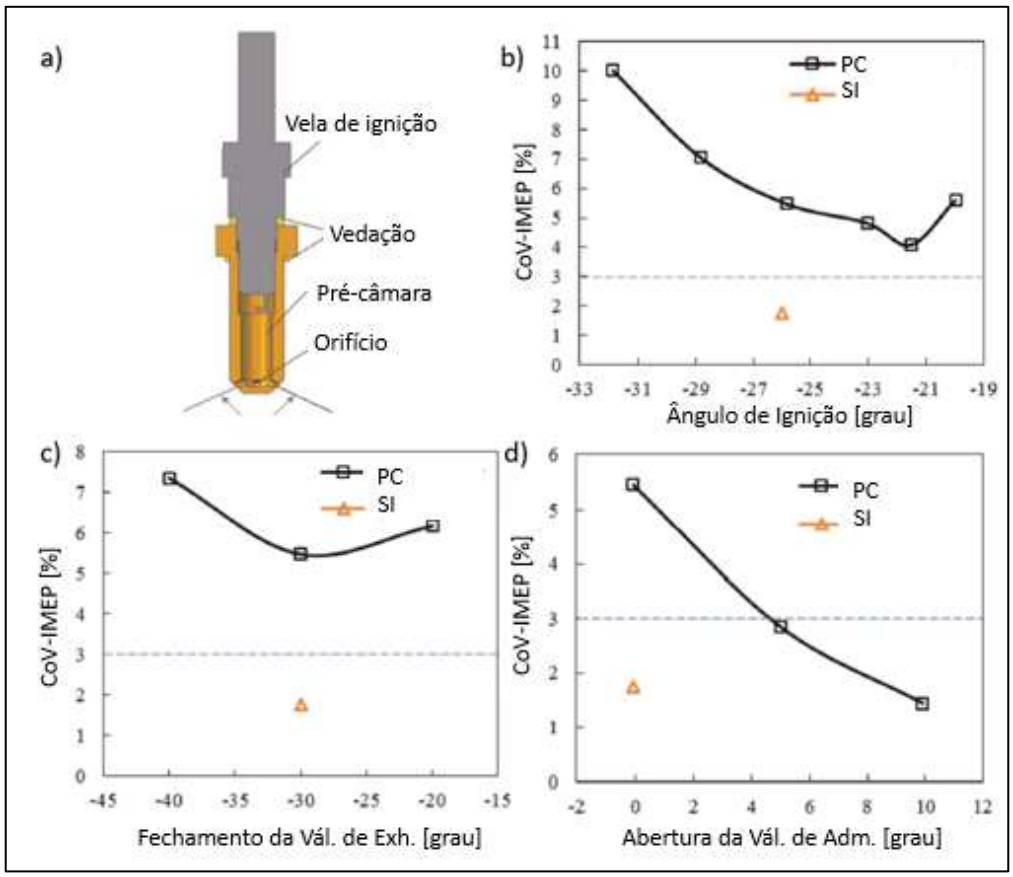


Fonte: Adaptado de Sandoval *et al*. (2020).

Duan *et al*. (2021) propuseram uma investigação experimental do *Turbulent Jet Ignition* de forma diferente ao que é normalmente encontrado na literatura. Segundo os autores, outros trabalhos focam em "pontos ótimos" de operação, isto é, pontos que favorecem o funcionamento do motor equipado com pré-câmara visando demonstrar os ganhos proporcionados pelo TJI, dentre eles a redução do consumo de combustível e das emissões de poluentes. Nesta pesquisa, a análise foi direcionada a situações de baixa rotações do motor, por serem condições críticas à operação com pré-câmara devido a maior tendência à instabilidade da combustão. Testes foram executados em um motor de 1,5 L turboalimentado, com injeção direta e razão volumétrica de compressão de 11,0:1. Os pontos de operação testados foram de 1500 e 2000 rpm, com BMEP de 5, 8, 12, 16 e 20 bar. A pré-câmara passiva de 1,3 cm³ (3% do volume da câmara principal em PMS) foi montada na parte inferior da vela M8. A pré-câmara é composta por quatro orifícios, com 1,5 mm de diâmetro cada, sendo o ângulo de jato igual a 140°. Um importante dado proveniente da *Maserati* diz respeito à condutividade térmica na pré-câmara, que deve ser maior que 150 W/mK para evitar superaquecimento e danos estruturais ao motor. Inicialmente foi investigado o uso de uma pré-câmara feita de aço, devido à maior simplicidade e menor custo de fabricação. Não houve sucesso em função da menor condutividade térmica, resultando em maior frequência de pré-ignição, tornando seu uso mais propenso a danos. Assim, foi necessário utilizar a liga de CuCrZr (cobre, cromo, zircônio) da *Maserati Nettuno* para melhorar a dissipação térmica na pré-câmara e reduzir os picos de temperatura. O uso de pré-câmara proporcionou avanço do MFB 50 em 7,1° e redução do consumo específico de combustível em 24 g/kWh na condição de 1500 rpm e 20 bar BMEP, acompanhados por um ligeiro aumento na pressão máxima na câmara de combustão e redução

na propensão à combustão anormal. Em 2000 rpm e cargas parciais (variando BMEP entre 8 e 16 bar), a eficiência térmica do motor equipado com pré-câmara aumentou a partir de 8 bar (pico SI: 36,9% em 8 bar; pico PC: 37,5% em 12 bar). Abaixo desta BMEP, foram maiores as perdas por bombeamento e perdas térmicas. Cargas mais elevadas melhoraram o MFB 50 e o consumo de combustível. Em todas as BMEP, o uso de pré-câmara reduziu a duração da combustão. Em cargas mais baixas, houve ligeiro aumento do consumo de combustível, porém essa tendência se reverte em cargas elevadas. Além disso, reportou-se maior formação de NOx (até 15%) e menor formação de HC (até 36%). Em marcha lenta, o uso da pré-câmara resultou na pior estabilidade de combustão, pois a baixa temperatura impediu a propagação adequada da frente de chama, chegando a gerar seu apagamento em casos extremos. Para contornar este ponto negativo, verificou-se que o atraso da ignição, até certo ponto, minimizou o COV-IMEP, embora não tenha atingido o patamar de ignição por centelha (Figura 28b). Outra possibilidade estudada foi o atraso no instante de abertura da válvula de admissão (Figura 28c), que, junto ao atraso do fechamento da válvula de exaustão (Figura 28d), reduziu significativamente o COV-IMEP, abaixo dos níveis reportados em SI, por simular um ciclo Miller.

Figura 28 –Pré-câmara (a) e COV-IMEP em função do ângulo de ignição (b), EVC (c) e IVO (d)



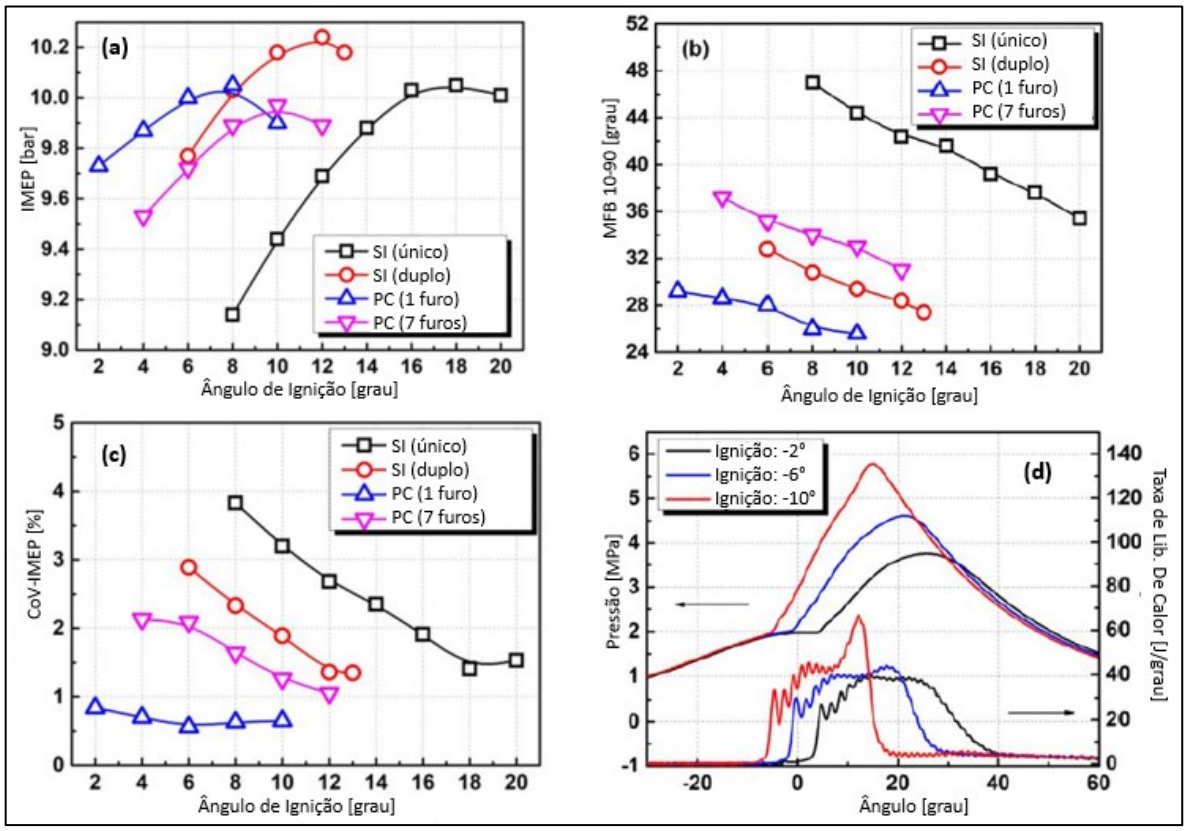
Fonte: Adaptado de Duan *et al.* (2021).

Janas e Niessner (2018) analisaram numericamente a utilização de TJI com pré-câmara passiva em motores de combustão interna com diferentes pré-câmaras. A primeira configuração de pré-câmara foi instalada com uma vela de ignição com dois eletrodos de pino (PC1), a segunda foi com uma vela de ignição com descarga superficial e com os orifícios da pré-câmara na configuração radial (PC2) e, por fim, a terceira foi instalada com uma vela de ignição com descarga superficial, porém os orifícios na direção tangencial (PC3). Todas a pré-câmaras foram construídas com um volume de 375 mm³ (1,3% do volume morto da câmara principal), possuindo 4 furos de 1 mm de diâmetro cada. A validação experimental foi feita com um motor de três cilindros com razão volumétrica de compressão de 12:1, sendo as rotações estudadas de 1500, 3000 e 6000 rpm e IMEP de 3, 5, 10, 15 e 20 bar. O estudo numérico foi feito no programa *OpenFOAM* utilizando-se a abordagem LES, no qual foi simulado apenas a pré-câmara. Verificou-se que para baixa carga e rotação (1500 rpm e 3 bar IMEP), a PC1 apresentou baixa fração de gás residual (menor que 5%), muito menor que os 30% vistos na PC2. Como a PC2 possui uma orientação radial dos furos, os jatos dos quatros furos tendem a formar zona de recirculação ao saírem da pré-câmara, o que impede que a mistura fresca se dirija até o local da centelha de ignição. Para maiores cargas e rotações, essas zonas de recirculação foram dispersadas e não houve retenção significativa de gás residual para a PC1 como ocorre à baixa rotação e carga. Em relação a fração de massa queimada, cerca de 90% da mistura é queimada em um intervalo de apenas 3° do eixo virabrequim para a PC1, em 6° para a PC2 e em 10° para a PC3, na rotação de 1500 rpm e IMEP de 5 bar. Como a configuração da PC1 usa um conceito de ignição de lacuna de ar e eletrodo, o núcleo da chama de combustão é esférica e possui menos restrições das paredes em sua propagação. Para a PC2, o núcleo da chama precisa de mais tempo para se desenvolver, uma vez que a ignição é acionada próximo a superfície (descarga superficial). Assim, o núcleo da chama é restringido pela geometria e apenas pequenas partes do escoamento dos jatos da combustão são livres para aumentar a velocidade do desenvolvimento da chama. Apesar do estudo apresentar análises detalhadas de um processo de TJI com pré-câmara passiva, o fato de as simulações não considerarem o escoamento (e turbulência) da mistura advinda do conjunto cilindro-pistão restringe a abrangência dos resultados apresentados.

O sistema de ignição por pré-câmaras foi investigado por Hua *et al*. (2020) em um motor monocilíndrico de 0,5 L com razão de compressão de 10:1 e injeção direta, sendo o volume da pré-câmara de 1,5 cm³. A rotação do motor foi de 1500 rpm e a pressão de admissão de 1 bar. O combustível utilizado foi a gasolina tipo C e o fator lambda aplicado foi o estequiométrico. Foi variado o método de ignição, sendo testadas configurações SI de vela única e dupla com

50% e 100% de carga no motor em ambas e TJI com pré-câmara de 1 furo de 4 mm ou 7 furos de 1.5 mm de diâmetro, com 50% ou 100% de carga no motor em ambas. Conforme mostrado na Figura 2.28a, a configuração SI dupla obteve o mais alto valor de pico de IMEP e a pré-câmara com 7 furos obteve o valor de pico mais baixo, apesar dos valores mínimos da curva serem superiores aos valores mínimos da curva de IMEP da ignição SI de vela única. Isso se deve, segundo o autor, a perda de calor causada pela pré-câmara, abaixando o IMEP e a eficiência térmica, mesmo que com a pré-câmara haja um aumento na velocidade de propagação de chama. Sobre o consumo específico de combustível, o TJI com 7 furos foi o que obteve o valor mais alto (273 g/kWh em 6° de avanço de ignição) e o sistema de dupla ignição teve o mais baixo (258 g/kWh em 20° de avanço de ignição). A pré-câmara de um furo teve menor variação de ciclo a ciclo, seguido pela pré-câmara de 7 furos, ignição dupla e ignição simples; conforme mostrado na Figura 29c. Isto se dá pelo fato de que o TJI tem maior área de ignição na câmara principal, o que leva a altas taxas de combustão e baixa variabilidade cíclica. O valor de MFB 10-90 (Figura 29b) foi medido e a ordem da duração da combustão da menor para a maior foram: a pré-câmara de furo único, pré-câmara de 7 furos, ignição dupla e ignição simples, evidenciando-se o aumento na velocidade de propagação de chama nas configurações TJI. O pico de pressão foi maior na pré-câmara de furo único, seguido da ignição dupla e posteriormente o pré-câmara de 7 furos. Para a pré-câmara de 7 furos, foram testados os avanços de ignição de 2º, 6º e 10º, obtendo-se o maior pico de pressão e maior pico de taxa de liberação de calor para o avanço de ignição de 10º (Figura 29d). Para todos os tipos de ignição testados, quanto mais adiantado foi o avanço de ignição, maior o valor máximo de amplitude da oscilação de pressão (MAPOs). Para médias cargas, a ignição dupla demonstrou ter menor consumo específico de combustível e maior pressão média efetiva, seguido do TJI de um furo. Foi observado também que o TJI de um furo e a ignição dupla tem variação de ciclo para ciclo muito pequenas.

Figura 29 –Curva de IMEP (a), MFB 10-90 (b), COV-IMEP (c) e Pressão (d) em função das configurações SI e TJI



Fonte: Adaptado de Hua *et al.* (2020).

A Tabela 5 apresenta um resumo dos trabalhos que tratam da influência da geometria da pré-câmara nos parâmetros de desempenho do motor.

Tabela 5 – Resumo dos principais estudos sobre a influência da geometria da pré-câmara no desempenho do TJI

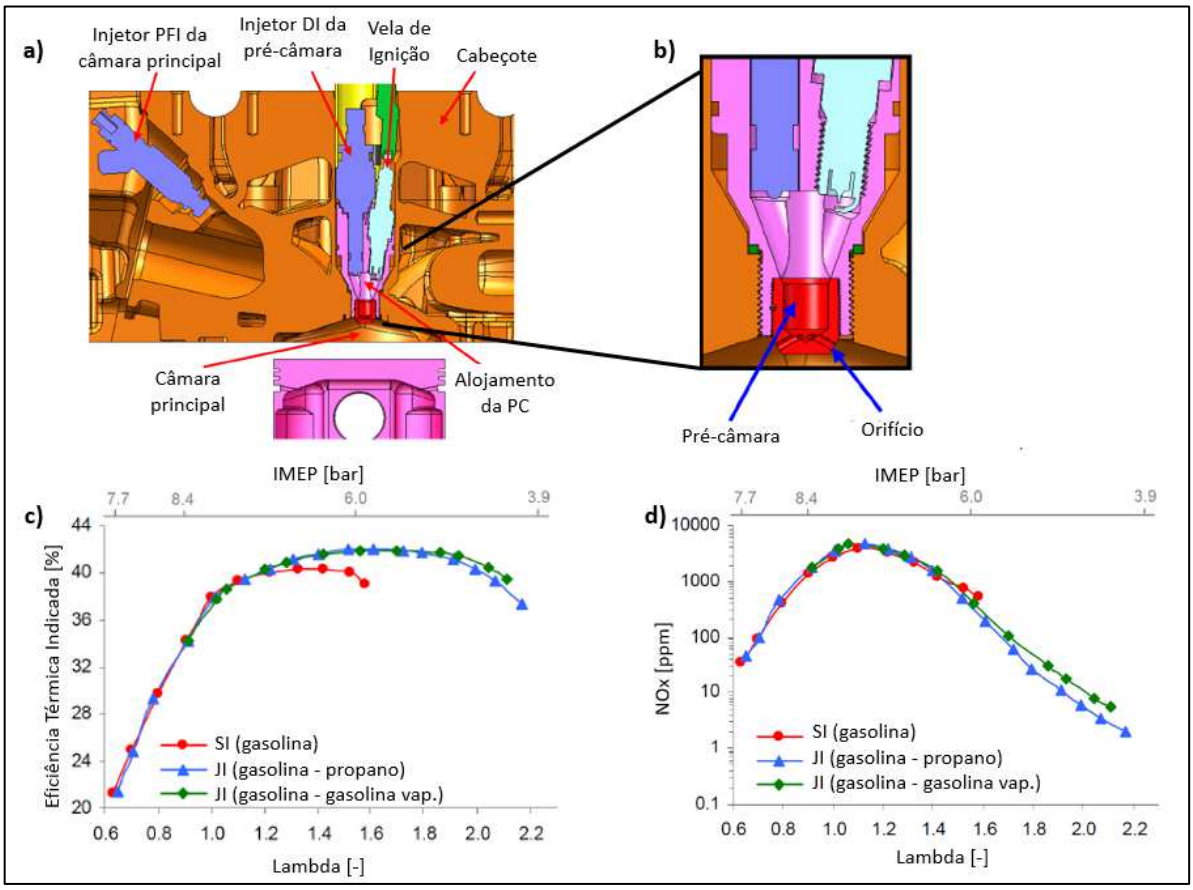
Referência	Assunto estudado	Metodologia	Principais resultados
Zhou *et al*. (2022)	Efeitos de diferentes configurações de furos de pré-câmara TJI na propagação de chama e desempenho da combustão com mistura pobre em um motor monocilíndrico.	Estudo experimental. Aparatos: bomba de combustão de volume constante e motor monocilíndrico de pesquisa.	Diâmetros muito pequenos levaram a extinção da chama e diâmetros muito grandes produziram jatos com baixas velocidades. Diâmetros intermediários foram os capazes de elevar o pico da taxa de liberação de calor de modo a elevar a velocidade de chama sem causar detonação. Arranjos com múltiplos furos distribuíram de forma mais efetiva o jato turbulento na câmara principal, espalhando a área projeta pela chama e aumentando a taxa de combustão
Chen *et al*. (2022)	Experimentos ópticos sobre o efeito TJI na queima de mistura pobre e na detonação do motor	Estudo experimental. Aparato: motor monocilíndrico com acesso óptico e RVC de 13:1	A PC passiva de maior volume produziu maiores valores de pico da taxa de liberação de calor e maior velocidade de chama em comparação com a menor. Comparado com um motor SI, o TJI resultou em menores COV-IMEP e maior eficiência térmica devido a maior velocidade de chama em regime de operação de mistura pobre.
Sandoval *et al*. (2020)	Variação do volume da pré-câmara passiva e influência nas características de combustão e emissões	Estudo experimental. Aparato: motor Ford Sigma 1.6 L *flex-fuel* de quatro cilindros	A PC de volume intermediário obteve os melhores resultados, sendo capaz de alcançar reduções de 13,2% e 12,6% em emissões de HC e NOx, respectivamente. O uso da PC permitiu um aumento na velocidade de chama, reduzindo o período da combustão em 29,1% quando comparada ao motor SI.
Duan *et al*. (2021)	Efeitos do TJI passivo na combustão e emissão em motor de ciclo Otto à gasolina	Estudo experimental. Aparato: motor de 1,5 L turboalimentado, injeção direta e RVC de 11,0:1	O uso de pré-câmara proporcionou avanço do MFB 50 em 7,1° CA, redução do consumo específico de combustível em 24 g/kWh, acompanhados por um ligeiro aumento na pressão máxima na câmara de combustão e redução na propensão à combustão anormal.
Janas e Niessner (2018)	Pré-câmara automotiva termicamente robusta para motores turboalimentados de injeção direta à gasolina	Estudo experimental e numérico. Aparato: motor de três cilindros com RC de 12:1. Modelo numérico: *OpenFOAM* com LES, simulado apenas a PC.	Em relação a velocidade da combustão, cerca de 90% da mistura é queimada em 3° para a PC1, em 6° para a PC2 e em 10° para a PC3, na rotação de 1500 rpm. Como a configuração da PC1 usa um conceito de ignição de lacuna de ar e eletrodo, o núcleo da chama de combustão é esférica e possui menos restrições das paredes em sua propagação.
Hua *et al*. (2020)	Efeitos nas variações ciclo-a-ciclo e detonação no TJI com PC de pequeno volume	Estudo experimental. Aparato: motor monocilíndrico de 0,5 L com RVC de 10:1 e injeção direta	A PC de um furo teve menor variação de ciclo-a-ciclo, seguido pela pré-câmara de 7 furos, ignição dupla e ignição simples. Foi observado também que o TJI de um furo e a ignição dupla tem variação de ciclo para ciclo muito pequenas.

Fonte: Do próprio autor.

4.2.2 Influência do combustível

Uma comparação entre a utilização de gasolina vaporizada ou propano como o combustível injetado na pré-câmara foi analisada por Attard e Blaxill (2012). Nos experimentos, foi utilizado um motor de pesquisa monocilíndrico de 0,6 L com razão volumétrica de compressão de 10,4:1, duplo comando de válvulas e com injeção indireta de gasolina na câmara principal e injeção direta de vapor de gasolina ou propano na pré-câmara, com o fator lambda da câmara principal variando de 0,60 a 2,20. O cabeçote do motor e os detalhes da instalação da pré-câmara são mostrados na Figura 30a e Figura 30b. Para fazer a vaporização da gasolina, elevou-se a sua temperatura acima dos valores de saturação por meio de um elemento de aquecimento acoplado ao injetor. Os resultados mostraram uma eficiência térmica de até 42,8% (a 2000 rpm, 6 bar de IMEP e lambda de 1,75) para a pré-câmara operando com gasolina vaporizada, o que foi um pouco superior ao valor de 42% registrado para o propano, conforme mostrado pela Figura 30c. Além disso, as emissões de NOx foram reduzidas para valores abaixo de 10 ppm tanto para a pré-câmara operando com gasolina vaporizada quanto por propano, conforme ilustrado na Figura 30d, permitindo um regime de operação de mistura pobre sem que haja instabilidade na combustão com COV-IMEP menor que 5%. Também foi analisada a covariância do IMEP com o motor operando com TJI a altas velocidades, sendo verificado um máximo de 13.2 bar IMEP a 4000 rpm com um COV-IMEP máximo de 0.9% em toda a faixa de rotação (até 5500 rpm).

Figura 30 –Cabeçote do motor testado (a), detalhe do projeto da pré-câmara (b) e eficiência térmica (c)



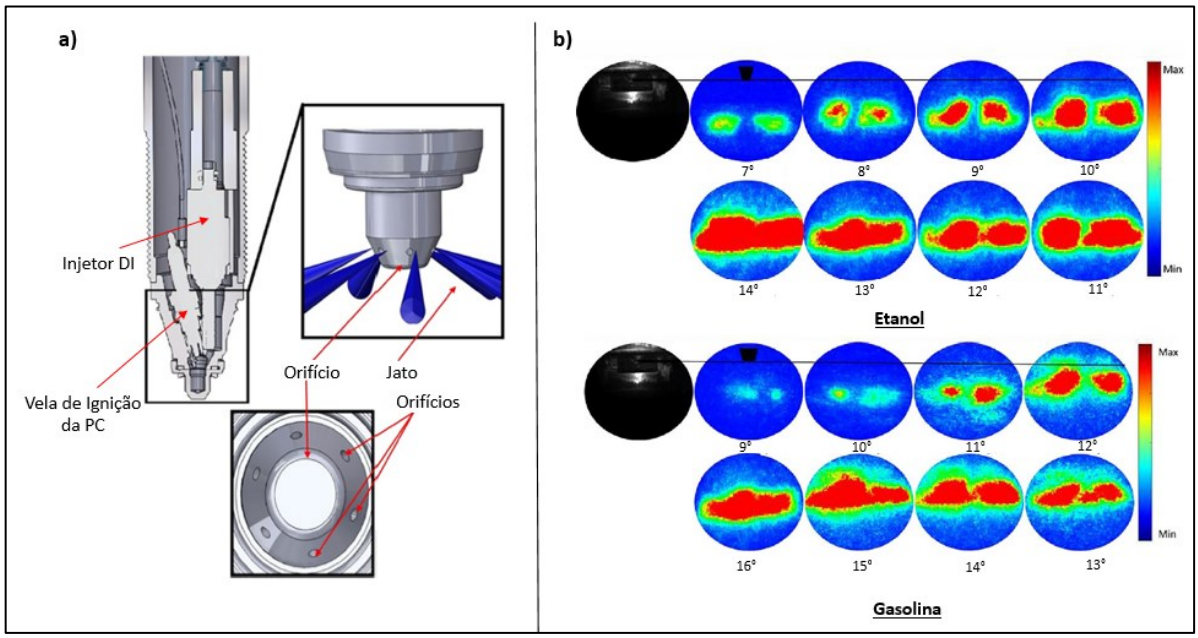
Fonte: Adaptado de Attard e Blaxill (2012).

Liu *et al.* (2021) investigaram as características do TJI utilizando gás hidrogênio ou metano como combustível nas configurações de pré-câmara ativa ou passiva. Os experimentos foram realizados utilizando-se uma Bomba de Combustão de Volume Constante (BCVC) de 2320 cm³, através da técnica *Schlieren* de alta velocidade e imagens de quimiluminescência do radial OH*. As pré-câmaras utilizadas possuem 3,6 cm³ de volume (representando 0,2% da BCVC), sendo utilizados furos únicos de 2 mm e 3 mm e fator lambda variando de 1 até 5. Foi observado através das imagens que os jatos quentes se extinguiram após a passagem pelos furos da pré-câmara. O atraso de ignição (tempo compreendido entre a extinção da chama e sua reignição) foi de 3,5 ms para o fator lambda igual a 1,0 e 30,225 ms para o fator lambda de 1,60, mostrando que o excesso de ar aumenta significativamente o período da extinção de chama. O diâmetro de furo menor também aumentou o atraso de ignição, o que faz com que o limite de empobrecimento seja menor para menor diâmetro de furo da pré-câmara. Isso se deve ao fato de o orifício muito pequeno ter um efeito de estrangulamento e taxa de estiramento mais fortes na superfície do jato quente, o que também resulta em menor energia do jato. Ondas de

choque e oscilações de pressão foram observadas com a troca do metano pelo hidrogênio como combustível da pré-câmara. As ondas de choque não desaparecem com o empobrecimento da mistura quando da utilização do hidrogênio na pré-câmara.

Bureshaid *et al*. (2019a) realizaram experimentos em um motor monocilíndrico de pesquisa de 631 cm³, com acesso óptico e com razão volumétrica de compressão de 8,4:1 para analisar os efeitos da utilização de etanol e gasolina no sistema TJI com pré-câmara ativa e passiva (Figura 31a). Os experimentos foram realizados na condição de plena carga e na rotação de 1200 rpm. A pré-câmara utilizada possui 6 orifícios de 1,25 mm cada e volume de 1 cm³, representando 1,27% do volume morto da câmara principal. A injeção na pré-câmara ativa foi feita de forma direta, ao passo que a injeção na câmara principal foi indireta. Para a configuração com pré-câmara passiva, utilizou-se mistura estequiométrica. Já para a pré-câmara ativa, o fator lambda na câmara principal foi estequiométrico e na pré-câmara foi de 1,40. Os resultados indicaram que o etanol produz menores variabilidade cíclicas, sendo o seu COV-IMEP de 2%, ao passo que a gasolina obteve um COV-IMEP de 3,5%, ambos para uma injeção de 0,3 mg/pulso e avanço de ignição de 30° em relação ao PMS. As imagens obtidas pelo acesso óptico do motor monocilíndrico evidenciaram o apagamento dos múltiplos jatos após eles passarem pelos furos de interconexão da pré-câmara. As primeiras imagens visíveis após a combustão na pré-câmara, mostradas na Figura 31b, foram registradas a 7° e 9° após a ignição, injetando-se etanol e gasolina na pré-câmara, respectivamente, sendo a distância entre o furo da pré-câmara e o primeiro ponto de emissão de luz do jato turbulento de 22,34 mm para o etanol e 20,05 mm para a gasolina. Como a pressão da pré-câmara com etanol foi maior em comparação a abastecida com gasolina, a distância de propagação do jato entre a sua extinção e reaparição foi maior para o etanol em comparação à gasolina.

Figura 31 – Projeto da pré-câmara (a) e imagens obtidas pelo acesso óptico (b)



Fonte: Adaptado de Bureshaid *et al*. (2019a, 2019b).

Como uma continuação dos estudos, os níveis de emissões de poluentes e o processo de combustão foram estudadas por Bureshaid *et al*. (2019b) utilizando-se gasolina, etanol anidro e etanol hidratado (E90W10) como combustível. A pré-câmara possui volume de 1 cm³ (1,27% do volume morto da câmara principal), sendo composta por seis furos de 1,25 mm de diâmetro. Os experimentos foram realizados na rotação de 1200 rpm e válvula borboleta totalmente aberta. A injeção na pré-câmara ativa foi feita de forma direta, ao passo que a injeção na câmara principal foi indireta. Para a configuração com pré-câmara passiva, utilizou-se mistura estequiométrica. Já para a pré-câmara ativa, o fator lambda na câmara principal foi estequiométrico e na pré-câmara foi de 1,40. Para a configuração com pré-câmara passiva, identificou-se qual nível de empobrecimento de mistura produziu a máxima covariância do IMEP aceitável, que no estudo foi definido como COV-IMEP de 5%. Em comparação ao sistema SI, o sistema TJI com pré-câmara passiva possibilitou um aumento do lambda de 1,10 para 1,20 injetando-se a gasolina na câmara principal. Para o etanol anidro, o lambda aumentou de 1,25 para 1,35 e para o etanol hidratado a variação foi de 1,25 para 1,3. Estes aumentos podem ser explicados pela combustão em múltiplos pontos e pelo aumento da velocidade de propagação da chama propiciado pelo sistema TJI. Para a configuração com pré-câmara ativa, verificou-se que as emissões de NOx foram reduzidas com o aumento do lambda devido a menor pico de temperatura da combustão, sendo a gasolina o combustível que produziu maior emissão de NOx, seguida por etanol hidratado e etanol anidro. Para o lambda igual a 1,20; a PC

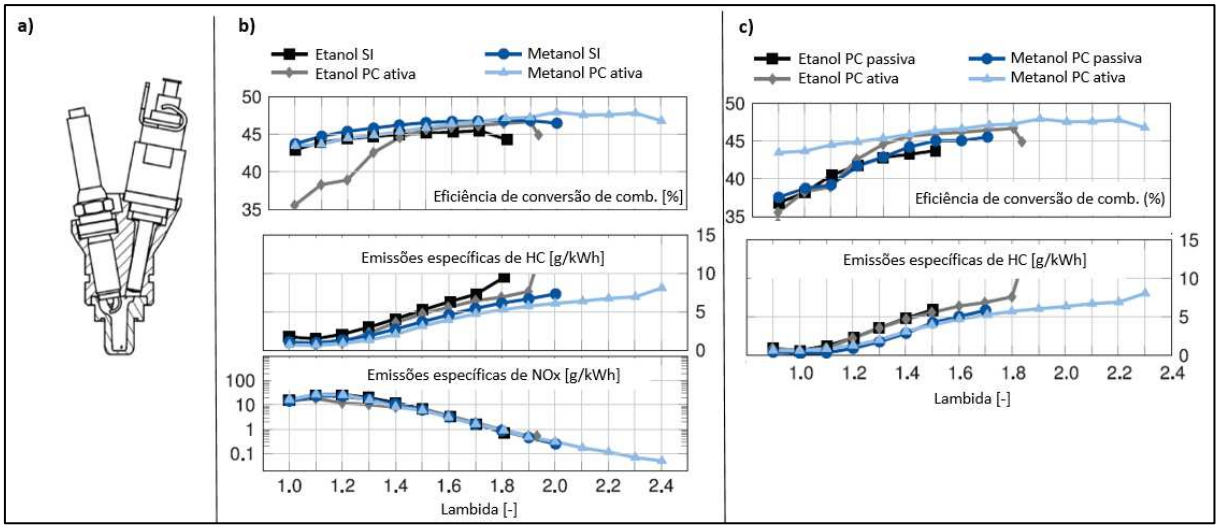
operando com gasolina emitiu 1055 ppm de NOx, ao passo que as configurações que operaram com etanol hidratado e etanol anidro as emissões de NOx foram de 925 e 800 ppm; respectivamente. Já para o fator lambda igual a 1,40; as emissões de NOx foram de 798, 710 e 615 ppm para a gasolina, etanol hidratado e etanol anidro; respectivamente. Em relação ao HC, o etanol anidro produziu menores valores de emissão em toda faixa de lambda (1,2 a 2,2). Para lambda de 1,20 o etanol anidro resultou em 360 ppm de emissões de HC, valor este menor que o do etanol hidratado (415 ppm) e da gasolina (490 ppm). Este menor valor de HC obtido para o etanol anidro foi devido a maior velocidade de propagação da chama da chama e menor duração da combustão.

Um estudo foi feito por Soltic e Hilfiker (2020) a respeito da injeção de hidrogênio em um motor equipado com o sistema TJI e os seus efeitos nas emissões de poluentes. O motor turboalimentado utilizado possui capacidade volumétrica de 1968 cm³, quatro cilindros e razão volumétrica de compressão de 14,5:1. A pré-câmara utilizada é de 1,8 cm³ (5,3% do volume da câmara de combustão), possui sete furos com 1,5 mm de diâmetro cada, operando tanto no modo ativo (hidrogênio na PC e gás natural na câmara principal) quanto no passivo (somente gás natural na câmara principal). Neste estudo os pontos de operação do motor foram: 1200 rpm e 1,9 bar de BMEP, 1500 rpm e 6,4 bar de BMEP e 2000 rpm e 14 bar de BMEP. Além disso, o segundo ponto operacional (1500 rpm e 6,4 bar de BMEP) também foi medido no modo passivo com lambda 1,0, sendo os demais pontos operaram na configuração ativa e com fator lambda de 1,70. Os resultados demonstraram que nos diversos pontos de operação o hidrogênio foi capaz de estender o limite de empobrecimento da combustão nos dois modos da pré-câmara. Para a pré-câmara ativa, as emissões de NOx chegaram a valores de até 27 ppm para fator lambda de 2,0, com COV-IMEP de 3,5%. Já para a pré-câmara passiva, o valor mínimo de NOx foi de 35 ppm para empobrecimento máximo do fator lambda igual a 1,90, com COV-IMEP de 4,5%. Verificou-se também que para fator lambda de 1,80, as emissões de CO reduziram em cerca de 20% para o modo ativo, quando comparado ao ativo. Essa redução deve-se principalmente ao fato de que injetar hidrogênio na pré-câmara reduz percentualmente a participação do carbono no processo de combustão, o que leva a menores percentuais de emissões de monóxido de carbono.

Uma investigação foi feita por Burkardt *et al*. (2021) a respeito do potencial de combustíveis à base de álcool (etanol e metanol) na aplicação de pré-câmaras ativa e passiva (Figura 32a) em um motor monocilíndrico de pesquisa de 0.5 L, razão volumétrica de compressão de 16,4:1 e injeção direta. Neste estudo, a rotação do motor foi de 2000 rpm e IMEP de 6 e 15 bar. A pré-câmara projetada operou nos modos passivo e ativo, possuindo volume de

1,08 cm³ (equivalente a 3,33% do volume da câmara principal) e contendo seis furos de 1,4 mm de diâmetro, sendo todos estes furos tangenciais com um deslocamento em relação ao centro da pré-câmara de 1,4 mm. O estudo adotou duas metodologias diferentes: na primeira (Figura 32b) foi comparada uma pré-câmara ativa com as configurações do motor original e na segunda (Figura 32c) comparou-se as pré-câmaras ativa e passiva. Os resultados demonstraram que no primeiro caso (Figura 32b), a aplicação da pré-câmara alcançou uma eficiência de conversão de combustível indicada máxima de 48% com lambda de 2,0 e utilização de metanol, além de se beneficiar de uma duração mais curta da combustão para alcançar maiores pressões médias e taxa de liberação de calor. Também foi possível constatar que a câmara principal operando com metanol alcançou menores emissões de HC tanto comparada ao motor original quanto quando operando com etanol, sendo que neste último caso estas emissões foram menores em decorrência de uma maior velocidade de propagação da chama do primeiro combustível. No que diz respeito às emissões de NOx, o metanol alcançou níveis menores quando comparado ao etanol em decorrência de sua maior entalpia de vaporização e de sua temperatura adiabática de chama menor. Para o segundo caso estudado (Figura 32c), a aplicação da pré-câmara ativa alcançou eficiência de conversão de combustível maior do que a passiva em decorrência de uma menor perda de calor. No que diz respeito às emissões de HC, a pré-câmara ativa alcançou valores menores quando comparada à passiva em decorrência de uma menor ocorrência de extinção da chamada, já que houve um aumento na penetração do jato. A Tabela 6 apresenta um resumo dos trabalhos que tratam da influência do combustível nos parâmetros de desempenho do motor.

Figura 32 – Pré-câmara (a), comparação do SI com PC ativa (b) e comparação da PC ativa e passiva (c)



Fonte: Adaptado de Burkardt *et al*. (2021).

Tabela 6 – Resumo dos principais estudos sobre a influência do combustível no desempenho do TJI

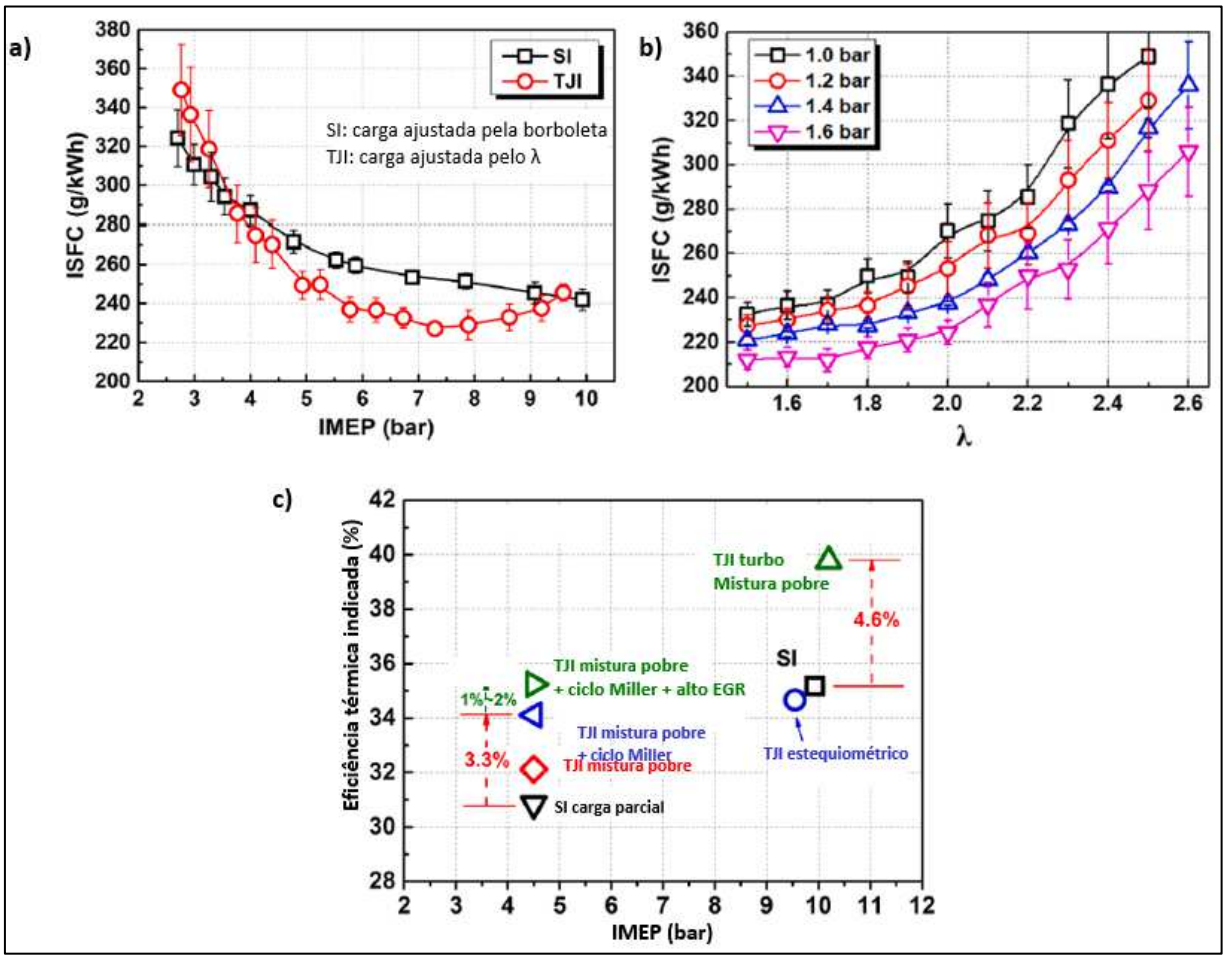
Referência	Assunto estudado	Metodologia	Principais resultados
Attard e Blaxill (2012)	Sistema TJI operando com gasolina em condições de válvula borboleta totalmente aberta	Estudo experimental. Aparato: motor monocilíndrico de 0,6 L com duplo comando de válvulas e com injeção indireta de gasolina na câmara principal e injeção direta de vapor de gasolina ou propano na PC	Os resultados mostraram uma eficiência térmica de até 42,8% (a 2000 rpm, 6 bar de IMEPn e lambda de 1,75) para a PC operando com gasolina vaporizada, o que foi um pouco superior ao valor de 42% registrado para o propano. Além disso, as emissões de NOx foram reduzidas para valores abaixo de 10 ppm tanto para a PC operando com gasolina vaporizada quanto por propano.
Liu *et al*. (2021)	Características do TJI com diferentes orifícios operando com hidrogênio e metano	Estudo experimental. Aparato: bomba de combustão de volume constante, através da técnica Schlieren de alta velocidade e imagens de quimiluminescência do radial OH.	Os jatos quentes se extinguiram após a passagem pelos furos da pré-câmara. O atraso de ignição foi de 3,5 ms para lambda igual a 1 e 30,225 ms para lambda de 1,6, mostrando que o excesso de ar aumenta significativamente o período da extinção de chama. O diâmetro de furo menor aumentou o atraso de ignição, assim o limite de empobrecimento foi menor para o menor diâmetro de furo da PC.
Bureshaid *et al*. (2019a)	Estudos experimentais do efeito do TJI operando com etanol em um motor com acesso óptico	Estudo experimental. Aparato: motor monocilíndrico de pesquisa com acesso ótico com RVC de 8,4:1.	O etanol produziu menores variabilidade cíclicas, sendo o seu COV-IMEP de 2%, ao passo que a gasolina obteve um COV-IMEP de 3,5%, ambos para uma injeção de 0,3 mg/pulso. As imagens obtidas pelo acesso óptico do motor monocilíndrico evidenciaram o apagamento dos múltiplos jatos após eles passarem pelos furos da pré-câmara.
Bureshaid *et al*. (2019b)	Combustão e emissões de gasolina, etanol anidro e etanol hidrato em um motor TJI com acesso óptico	Estudo experimental. Aparato: motor monocilíndrico de pesquisa com acesso ótico com RVC de 8,4:1.	Em comparação ao sistema SI, o sistema TJI com pré-câmara passiva possibilitou um aumento do lambda de 1,1 para 1,2 injetando-se a gasolina na câmara principal. Para o etanol anidro, o lambda aumentou de 1,25 para 1,35 e para o etanol hidratado a variação foi de 1,25 para 1,3
Soltic *et al*. (2020)	Ganhos em eficiência e emissões devido à adição de hidrogênio ao metano em um motor equipado com pré-câmara	Estudo experimental. Aparato: motor baseado no Volkswagen EA288 de 2,0 L, quatro cilindros, turboalimentado, movido a gás natural e com RVC de 14,5:1.	Nos diversos pontos de operação o hidrogênio foi capaz de estender o limite de empobrecimento da combustão nos dois modos da PC (ativo e passivo). Houve reduções nas emissões de NOx, HC (30 a 40%) e CO (20%). Também houve um aumento na aceleração da combustão e melhoria na sua estabilidade (redução do COV-IMEP).
Burkardt *et al*. (2021)	Potencial de combustíveis da família dos álcoois em aplicações de pré-câmara ativa e passiva em um motor de carro de passeio	Estudo experimental. Aparato: motor monocilíndrico de 0,5 L com injeção direta e RVC de 16,4:1.	A aplicação da PC alcançou uma eficiência de conversão de combustível indicada máxima de 48% com lambda de 2,0 e utilização de metanol. Também foi possível constatar que a câmara principal operando com metanol alcançou menores emissões de HC tanto comparada ao motor SI quanto para PC ativa operando com etanol.

Fonte: Do próprio autor.

4.2.3 Influência da abertura de válvulas, dos gases residuais e do movimento da carga

Hua *et al*. (2021b) analisaram a estratégia de operação do TJI com pré-câmara ativa em diferentes cargas. Para realizar os estudos, os autores utilizaram um motor monocilíndrico de pesquisa Ricardo E6 de 0,5 L com razão volumétrica de compressão de 10:1. Os testes foram realizados na rotação de 1500 rpm. O motor utilizado possui controle variável de válvulas, o que permitiu a variação do tempo de abertura e do levantamento das válvulas. O fator lambda utilizado nos testes variou de 1,0 a 2,2. Foi instalado um compressor no sistema de admissão que foi capaz de variar a pressão de admissão de 1 bar a 1,6 bar. A pré-câmara desenvolvida possui volume de 3,6 cm^3 (representando 7,2% do volume da câmara de combustão), sendo composta por três furos de 1.5 mm de diâmetro. O injetor da pré-câmara utilizado foi um *Bosch* de seis furos, sendo que cincos destes furos foram soldados, restando apenas um furo direcionado à vela de ignição. O combustível utilizado nos experimentos foi a gasolina (RON de 92). Para operação em baixa carga (IMEP menor que 6,5 bar), verificou-se que o aumento da pressão de admissão provocou aumento do excesso de ar e tornou a mistura excessivamente pobre. Assim, os experimentos mostraram que a adoção do ciclo Miller (menor deslocamento e fechamento antecipado da válvula de admissão) reduziu o excesso de ar na câmara principal e produziu uma redução de 9,6% a 12% no SFC, em comparação ao motor SI naturalmente aspirado (Figura 33a). Já em altas cargas, o aumento da pressão de admissão (de 1 bar 1,6 bar) produziu uma diminuição do SFC de 10% a 12% (Figura 33b) e aumento da eficiência térmica de até 4,6% quando comparado com o motor SI (Figura 33c). Os resultados mostraram que diferentes estratégias de operação devem ser adotadas para diferentes regimes de carga: uma maior pressão de admissão se mostrou adequada para TJI em operação com altas cargas, para o regime de operação de cargas intermediárias, níveis intermediários de pressão de admissão produziu melhores resultados e para a operação em baixas cargas o controle da quantidade de ar admitido (ciclo Miller, abertura da válvula borboleta) se mostrou necessário.

Figura 33 – ISFC para SI e TJI (a), ISFC para o TJI com diferentes pressões de admissão (b) e a eficiência térmica indicada (c).

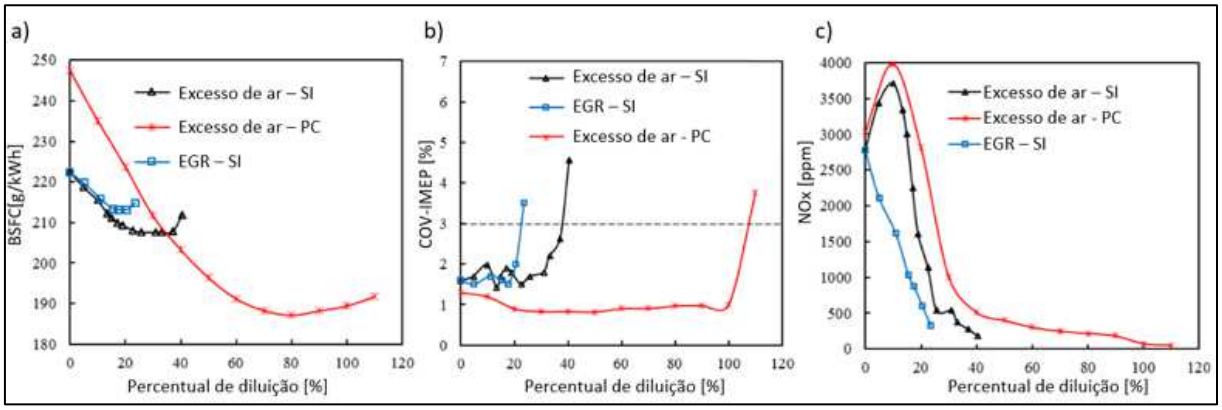


Fonte: Adaptado de Hua *et al.* (2021b).

Uma investigação foi feita por Wang *et al.* (2021) a respeito das diluições de EGR e excesso de ar em motor de 1,5 L de quatro cilindros turboalimentado com razão volumétrica de compressão de 12,5:1. O motor é equipado com injeção direta de gasolina na câmara de combustão principal e com outro injetor de gasolina na pré-câmara ativa. O ponto de operação do motor foi de 2400 rpm e IMEP de 12 bar, sendo assim possível selecionar uma razão ótima de diluição para três diferentes técnicas: excesso de ar para o motor com pré-câmara, excesso de ar para o motor SI e nível de EGR em um motor SI. Os resultados ilustrados na Figura 34a demonstraram que quando o percentual de diluição é 33,1%, excesso de ar para o motor SI apresenta o menor valor de consumo específico de combustível efetivo (208 g/kWh), sendo este valor 6,7% inferior ao do motor original (222 g/kWh). Quando o percentual de diluição é de 80%, o excesso de ar para o motor com pré-câmara apresenta o menor consumo específico de combustível (186 g/kWh), 15,9% e 9,9% inferior à operação com o motor original e com excesso de ar para o motor SI, respectivamente. Mas quando o percentual de diluição é inferior

a 37,1%, o BSFC é maior quando a pré-câmara é aplicada em comparação com o motor SI, pois o atraso da combustão e a perda de energia térmica na pré-câmara são predominantes nesta condição. A pré-câmara melhora significativamente a estabilidade da combustão, uma vez que o COV-IMEP para um percentual de 100% de excesso de ar para o motor com pré-câmara é menor que 3%, conforme mostra a Figura 2.33b. As emissões de NOx inicialmente aumentam e depois diminuem com o aumento do percentual de diluição de ar e EGR, conforme ilustrado na Figura 34c. Aumentar o nível de a percentuais maiores que 10% diminui a temperatura dos gases no interior da câmara de combustão, o que reduz o nível de emissões de NOx.

Figura 34 – Consumo específico de combustível, COV-IMEP e NOx para diferentes percentuais de diluição de ar e EGR

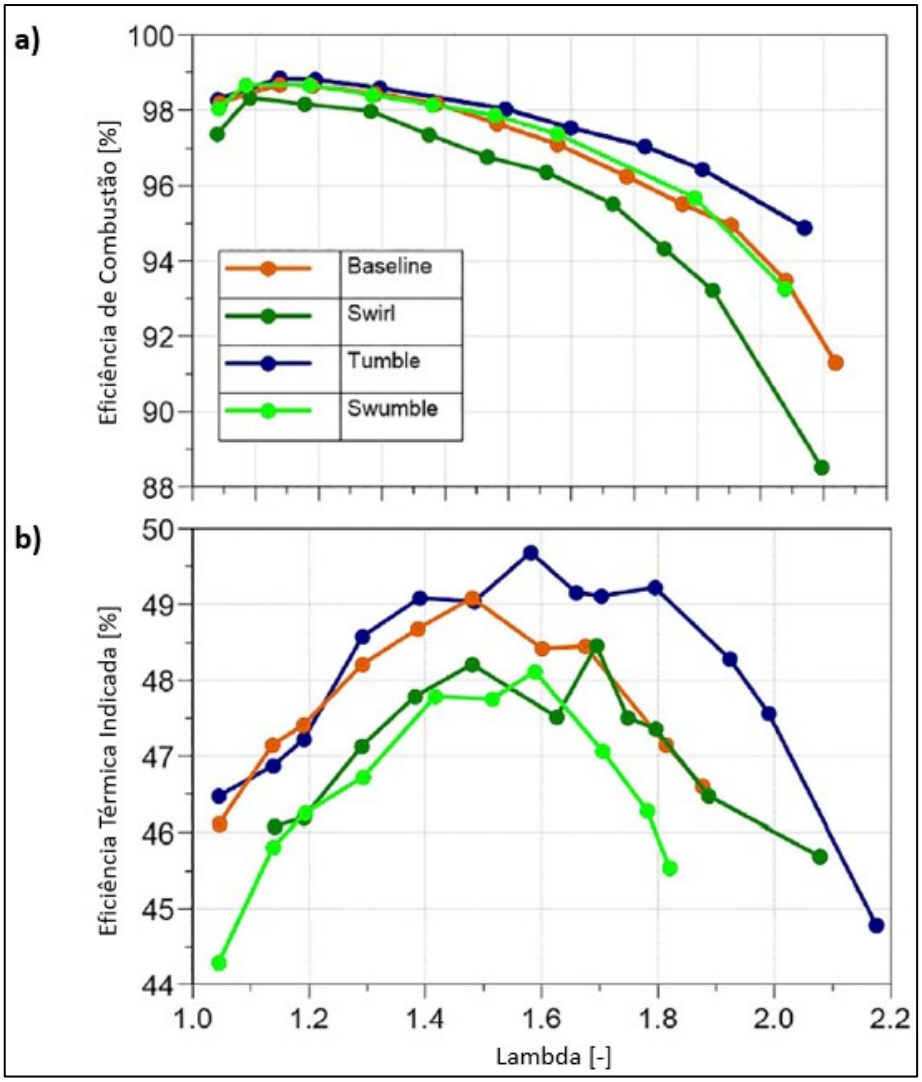


Fonte: Adaptado de Wang *et al*. (2021).

A influência do movimento da carga em um motor com pré-câmara ativa foi estudada por Bunce *et al*. (2021). Foi utilizado um motor de três cilindros da Mahle (DI3) de 1,5 L com razão volumétrica de compressão de 15:1, sendo o motor acoplado a um turbocompressor de geometria variável. Quatro casos foram avaliados: *baseline*, favorecimento de *tumbl*e, favorecimento de *swirl* e favorecimento de *swumbl*e (*swirl* + *tumble*). A pré-câmara ativa utilizada possui seis furos (valores dos diâmetros não foram informados) e volume de 1 cm³, representando 1% do volume da câmara de combustão. Os testes foram realizados a 1500 rpm e 6 bar BMEP. O combustível utilizado tanto na câmara principal (injeção indireta) quanto na pré-câmara foi a gasolina. A metodologia de testes consistiu em três categorias diferentes, cada um analisando os quatro casos mencionados, sendo elas: não limitada por detonação, limitada por detonação e retardo de ignição da partida a frio. Para as duas primeiras categorias, foi feita uma varredura de lambda de 1,0 em incrementos de 0,1 até o ponto onde houve grande instabilidade no regime de operação (COV-IMEP máximo de 3% atingido). A partir dos resultados, observou-se que o desempenho do motor com o sistema TJI pode ser otimizado pela

introdução de *tumble*, aumentando-se assim a velocidade da combustão e reduzindo-se a tendência de detonação em misturas com lambda estequiométrico. Conforme ilustrado na Figura 35a, enquanto nas configurações de motor original, favorecimento de *swirl* e favorecimento de *swumbl*e houve diminuição na eficiência de combustão conforme o motor era empobrecido, o favorecimento de *tumble* foi o que apresentou uma menor redução. Conforme mostrado na Figura 35b, foi verificado um pico de eficiência térmica indicada próxima de 49,5% no lambda de 1,6 ao ser utilizado o *tumble*.

Figura 35 – Eficiência da combustão (a) e eficiência térmica (b) para os quatro tipos de movimento de carga.

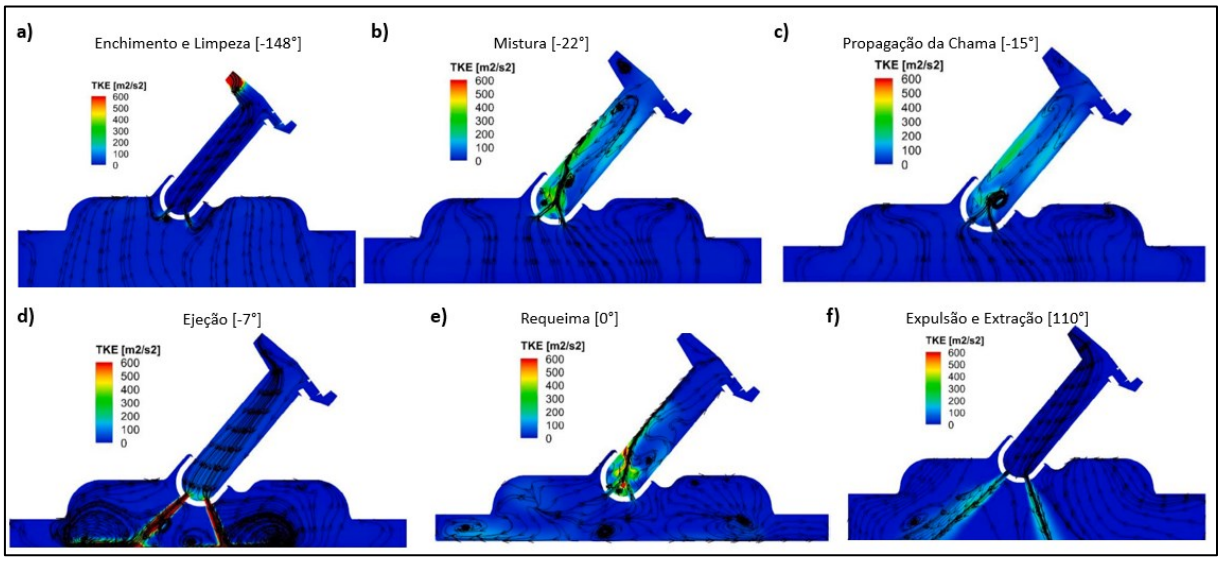


Fonte: Adaptado de Bunce *et al*. (2021).

Distaso *et al*. (2020) realizaram simulações numéricas em uma pré-câmara ativa de TJI, operando com o gás metano como combustível com fator lambda de 1,30. A pré-câmara desenvolvida possui 4 furos de interconexão e volume de 6% do volume da câmara principal

(valores do volume e dos diâmetros dos furos da pré-câmara não foram informados). A condição de operação foi de 2000 rpm e válvula borboleta totalmente aberta. Os estudos foram feitos empregando-se o código comercial *CONVERGE*, empregando-se o método RANS e o modelo de turbulência RNG k-ε. Os resultados numéricos foram validados por testes experimentais realizados em um motor de pesquisa monocilíndrico com acesso óptico. Os resultados de energia cinética turbulenta (do inglês: *Turbulent Kinetic Energy* - TKE), conforme mostrado na Figura 36, apontaram para as distintas fases do TJI de pré-câmara ativa, sendo elas: enchimento e limpeza (*scavenging*), mistura, propagação dos jatos, ejeção, requeima e expulsão. A fase inicial de enchimento e limpeza (-148° a -134°), a injeção de metano produz um fluxo que deixa a pré-câmara, extraindo parte dos gases residuais remanescentes do ciclo anterior. Embora seja registrado alto valor de TKE (600 m^2/s^2) na região de entrada do injetor, a breve duração da injeção de combustível não aumenta significativamente a turbulência na pré-câmara. Na fase de mistura (-134° a -22°), a mistura rica presente na pré-câmara é diluída pela mistura pobre oriunda do processo de compressão na câmara principal. Já na fase de propagação dos jatos (-22° a -7°), a mistura é ignitada e os jatos ejetados (-14,4° a -4°) criam vórtices de recirculação na pré-câmara. Os jatos de alta energia e alta turbulência passam pelos orifícios da pré-câmera criando múltiplas frentes de chama. Com o início da combustão na câmara principal, o escoamento é novamente invertido na fase de requeima (-4° a 16°). Nesta fase, o escoamento em direção a pré-câmara provoca uma nova queima nela e o alto nível de turbulência promove a aceleração da oxidação dos produtos incompletos da combustão. Com o aumento da pressão na pré-câmara devido ao aumento da taxa de liberação de calor, há a expulsão (16° a 172°) dos produtos da segunda combustão da pré-câmara. O fator lambda utilizado não foi variado, não sendo investigada, portanto, o limite de empobrecimento da mistura da câmara principal.

Figura 36 – Linhas de corrente da energia cinética turbulenta para cada uma das fases do TJI.



Fonte: Adaptado de Distaso *et al*. (2020).

A Tabela 7 apresenta um resumo dos trabalhos que tratam da influência da abertura de válvulas, gases residuais e do movimento da carga nos parâmetros de desempenho do motor.

Tabela 7 – Resumo dos principais estudos sobre a influência da abertura de válvulas, gases residuais e do movimento da carga no desempenho do TJI

Referência	Assunto estudado	Metodologia	Principais resultados
Hua *et al*. (2021b)	Otimização da estratégia de operação da combustão com mistura pobre usando TJI com diferentes cargas do motor	Estudo experimental. Aparato: motor monocilíndrico Ricardo E6 de 0,5 L, RVC de 10:1, controle variável de válvulas e sistema de sobrealimentação	Para baixas cargas, verificou-se que o aumento da pressão de admissão provou aumento do excesso de ar e tornou a mistura excessivamente pobre. Os experimentos mostraram que a adoção do ciclo Miller reduziu o excesso de ar na câmara principal e produziu uma redução de 9,6% a 12% no SFC, em comparação ao motor SI naturalmente aspirado.
Wang *et al*. (2021)	Características de economia de combustível e emissão de poluentes devido a diluições de EGR e estratégia de combustão com mistura pobre em motor a gasolina equipado com pré-câmara	Estudo experimental. Aparato: motor de 1,5 L de quatro cilindros turboalimentado, RVC de 12,5:1, com injeção direta de gasolina	Em um mesmo ponto de operação, tanto EGR quanto excesso de ar entregam melhor BSFC ao utilizar uma razão de diluição otimizada, reduzindo o consumo em 4% (no caso de 20,5% de diluição de EGR em SI), 6,7% (no caso de 33,1% de excesso de ar em SI) e 15,9% (no caso de 80% de diluição de excesso de ar em motor com pré-câmara).
Bunce *et al*. (2021)	A influência do movimento de carga na combustão da pré-câmara e da câmara principal em um motor TJI com mistura ultra pobre	Estudo experimental. Aparato: motor de três cilindros de 1,5 L com RVC de 15:1, com turbocompressor de geometria variável.	Verificou-se que a performance do TJI pode ser otimizada pela introdução de *tumble*, acarretando em mudanças no tempo de queima e eliminação da tendência de detonação em lambda estequiométrico. Foi verificado um pico de eficiência térmica indicada próxima de 49,5% no lambda de 1,6 ao ser utilizado o *tumbl*e.
Distaso *et al*. (2020)	Análise do processo de combustão em um motor TJI operando com metano em regime de mistura pobre	Estudo numérico. Modelo numérico: programa de simulação CFD aplicando-se o *CONVERGE*. O modelo numérico foi validado com medições experimentais realizadas em um motor monocilíndrico ode acesso óptico.	Os resultados de TKE do estudo de CFD apontaram para as distintas fases do TJI de pré-câmara ativa, sendo elas: enchimento e limpeza (*scavenging*), mistura, propagação dos jatos, ejeção, requeima e expulsão.

Fonte: Do próprio autor.

4.2.1 Considerações finais

A partir da revisão bibliográfica, observa-se que a aplicação do sistema de ignição por pré-câmara em uma ampla faixa de rotações e cargas ainda é desafio para motores de combustão interna de ciclo Otto. A maioria dos estudos restringem a faixa de operação analisada, uma vez que há grandes desafios tanto em baixa quanto em alta carga. Além disso, nota-se que não há quantidade significativa de estudos que analisam o desempenho do sistema de ignição por pré-câmara aliada ao uso de elevada razão volumétrica de compressão. A utilização de combustíveis renováveis, tais como o etanol, também é um assunto ainda pouco explorado de forma conjunta à sistema de ignição por pre-câmara.

Estudos como os de Bureshaid *et al*. (2019a; 2019b) e Burkardt *et al*. (2021) mostram o potencial do etanol combustível, empregado em motores equipados com o sistema de ignição com pré-câmara, em reduzir as variabilidades cíclicas, aumentar a eficiência de conversão de combustível e diminuir as emissões de NOx e hidrocarbonetos, quando comparado à gasolina. Apesar disso, ainda há poucos estudos que exploram o potencial da utilização de biocombustíveis, tais como o etanol, em sistemas de ignição avançados.

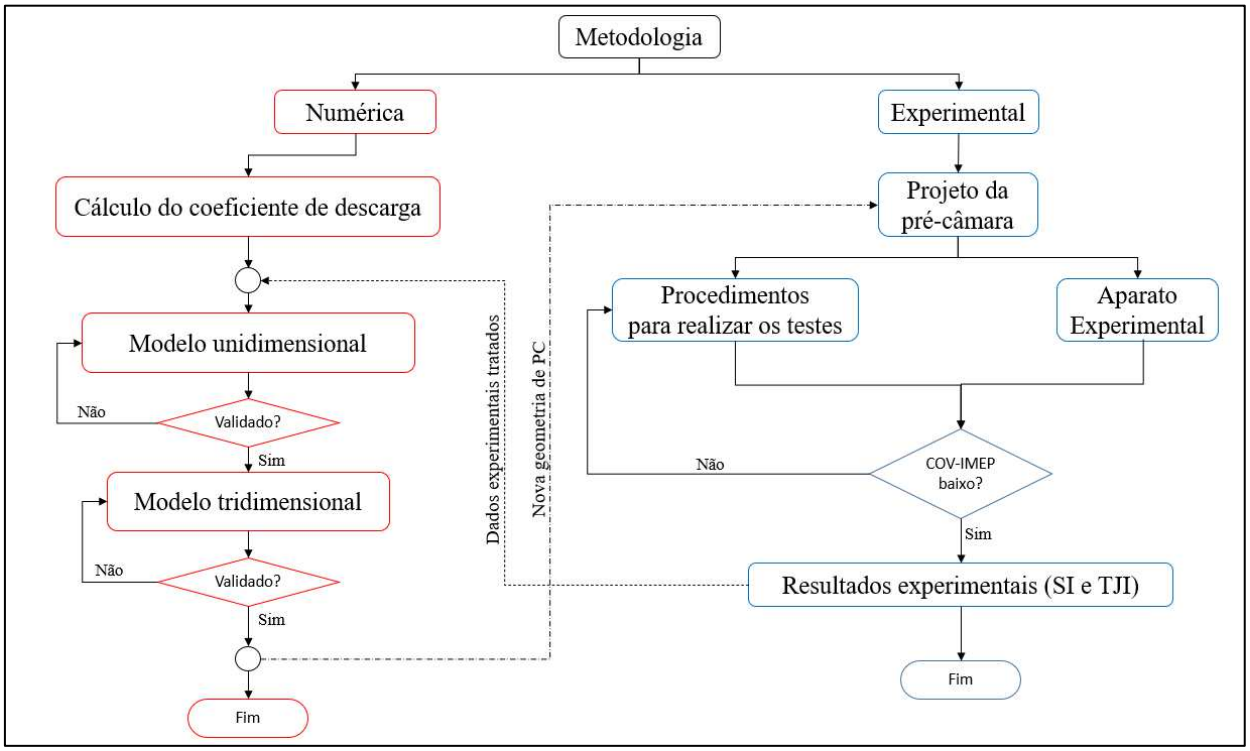
Ferramentas numéricas para a análise do desempenho e do processo de combustão dos motores de combustão interna com ignição por pré-câmara ainda não são amplamente utilizadas. Apenas poucos estudos como os de Distaso *et al*. (2020) e Janas e Niessner (2018) investigaram, utilizando simulações tridimensionais, as diversas etapas do processo de combustão de motores com pré-câmara.

Baseado na revisão bibliográfica, este trabalho propõe a substituição do sistema de ignição por centelha por um sistema TJI desenvolvido e projetado para operar em ampla faixa de rotação e carga, com alta razão volumétrica de compressão e operando com etanol hidratado, levando-se em consideração fatores como os diversos parâmetros geométricos que caracterizam a pré-câmara, bem como o seu material. Espera-se que esse desenvolvimento tecnológico possa promover o aumento da eficiência de conversão de combustível e a redução dos índices de emissões de poluentes dos motores de combustão interna.

5 METODOLOGIA

A metodologia apresentada neste trabalho é composta de duas partes: experimental e numérica. A Figura 37 apresenta um fluxograma detalhando as especificidades de cada etapa da metodologia empregada. A primeira etapa da metodologia experimental é a realização de procedimentos de calibração de sensores (pressão, temperatura, sonda lambda) e adequação dos dispositivos da sala de testes (compensação da razão volumétrica de compressão do motor, usinagem do topo do pistão) para que seja possível a execução dos testes experimentais. A usinagem do topo do pistão teve como objetivo ajustar o volume da câmara de combustão do motor monocilíndrico de pesquisa de modo a se obter uma razão volumétrica de compressão de 14,1:1, sendo este valor o limite máximo da RVC para o motor multicilindrico no qual também será a aplicado a tecnologia de ignição por pré-câmaras em etapa posterior do projeto ROTA 2030, em que esta pesquisa está inserida. As configurações de pré-câmara da primeira fase de testes, que serão apresentadas posteriormente, foram projetadas levando-se em conta os parâmetros geométricos observados em trabalhos publicados na literatura que produziram os melhores resultados. Quanto à metodologia numérica, o cálculo dos coeficientes de descarga das válvulas de admissão e exaustão, tanto para o escoamento direto quanto para o reverso, é uma etapa necessária para a sua posterior utilização do modelo unidimensional. Após a validação do modelo unidimensional, obtém-se dados iniciais e condições de contorno para o modelo tridimensional e a sua posterior validação a partir dos dados experimentais.

Figura 37 – Fluxograma esquemático da metodologia empregada



Fonte: Do próprio autor.

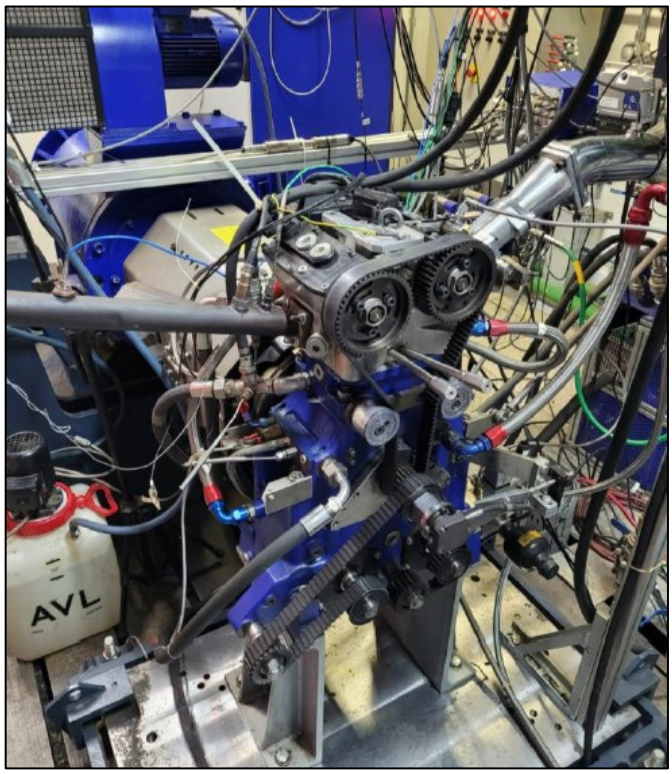
5.1 Metodologia Experimental

A metodologia experimental empregada neste trabalho descreve o aparato experimental, sendo detalhada a sala de testes, dinamômetro, sistema de controle e análise de dados, motor monocilíndrico de pesquisa e a instrumentação necessária para a realização dos testes. Além disso, é descrita a metodologia de projeto da pré-câmara e as etapas a serem realizadas para a caracterização do desempenho, da combustão e das emissões de poluente do motor com ignição por centelha e do motor com pré-câmara, além dos critérios de seleção dos pontos operacionais.

5.1.1 Materiais e aparato Experimental

O motor escolhido para a realização dos testes experimentais foi o motor monocilíndrico de pesquisa AVL 5495, ilustrado pela Figura 38.

Figura 38 – Motor monocilíndrico de pesquisa AVL 5495 utilizado nos testes experimentais



Fonte: Do próprio autor.

As especificações técnicas do motor são dadas na Tabela 8. Apesar do motor possuir tanto o sistema de injeção direta quanto a indireta, na realização dos testes será utilizado apenas o sistema de injeção direta.

Tabela 8 – Especificações do motor utilizado nos testes experimentais

Descrição	Especificação
Motor	Monocilíndrico de pesquisa AVL 5495
Volume deslocado	454 cm^3
RVC	14,1:1
Diâmetro do cilindro	82 mm
Curso	86 mm
Comprimento da biela	144 mm
Injeção de combustível	Indireta ou direta
Número de válvulas	4

Fonte: AVL (2014).

A sala de testes é equipada com um dinamômetro de bancada ativo e de corrente alternada de modelo *DynoDur* 160 da fabricante AVL, possuindo potência e torque máximo de frenagem de 160 kW e 400 N.m, respectivamente, e rotação máxima de 10000 rpm (AVL, 2018). O gerenciamento do dinamômetro e a aquisição de dados são realizados pelo programa AVL *Puma Open*. A Tabela 9 apresenta as especificações da instrumentação utilizada nos testes experimentais.

Tabela 9 – Especificações da instrumentação utilizada nos testes experimentais

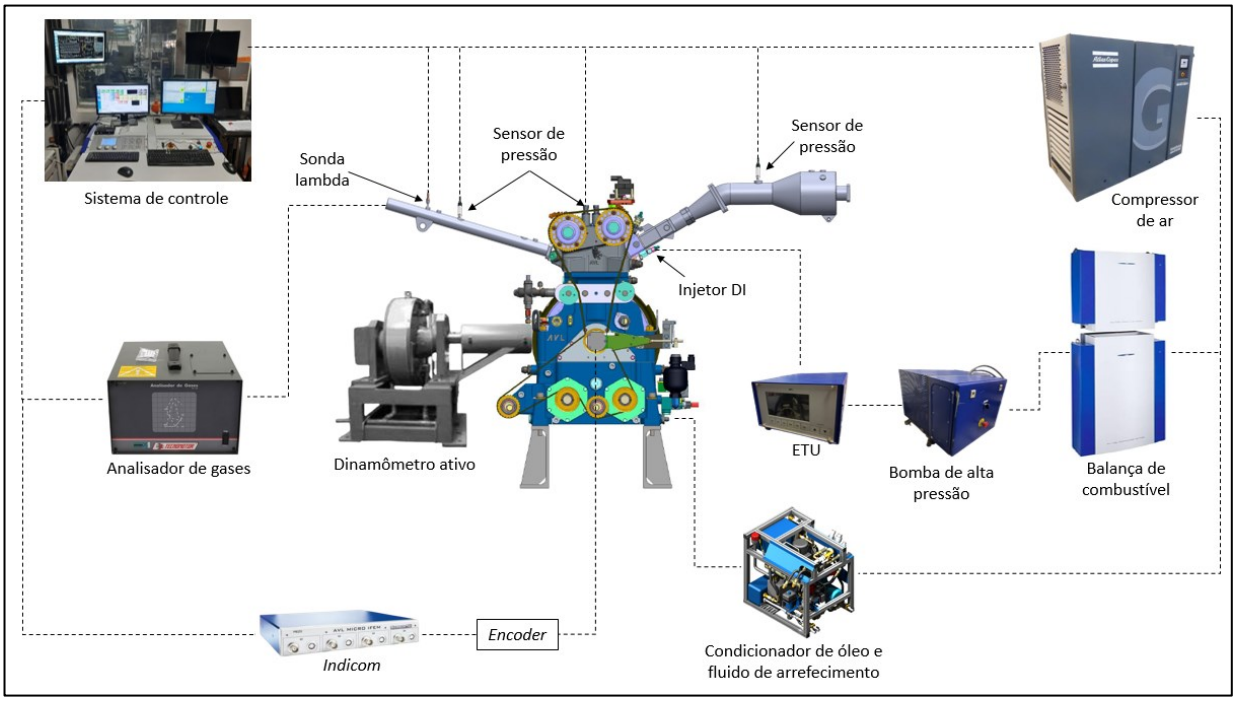
Grandeza	Marca/Modelo	Tipo	Faixa de medição	Origem da incerteza	Incerteza (Tipo B)
Velocidade de rotação	AVL 365	Óptico	50 a 20000 rpm	Fabricante	<±0,03° / ±3rpm
Pressão na câmara de combustão	AVL GU22C	Piezoelétrico	0 a 250 bar	Carta de calibração fabricante	±0,3% FE
Pressão no coletor de admissão	AVL LPD11DA05	Piezoelétrico	0 a 5 bar	Carta de calibração fabricante	±0,1% FE
Pressão no coletor de exaustão	AVL GU21C	Piezoelétrico	0 a 10 bar	Carta de calibração fabricante	±0,1% FE
Lambda	BOSCH LSU 4.2	Banda larga	0,65 a 8,0	Fabricante	0,009
Vazão mássica de ar	Sensyflow FMT700-P	Anemômetro de fio quente	0 a 400 kg/h	Fabricante	<± 1%
Vazão mássica de combustível	AVL 733	Gravimétrico	0 a 160 kg/h	Fabricante	0,05%
Temperatura admissão	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	± 0,8%
Temperatura água	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	± 0,8%
Temperatura exaustão	-	Termopar tipo K	-50 a 1372 °C	Calibrado	± 1,1%
Pressão ambiente	Vaisala HMT330	Resistivo	800 a 1200 mbar	Fabricante	± 0,7%
Umidade relativa do ar	Vaisala HMT330	Resistivo	0 a 100%	Fabricante	± 0,5%
Pressão do combustível	AVL APT 100	Analógico	0 a 6 bar	Fabricante	± 0,35%
Temperatura do óleo	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	± 0,7%
Concentração de CO_2	Tecnomotor TM132	Infravermelho	0 a 20% do vol. analisado	Fabricante	± 0,3%
Concentração de CO	Tecnomotor TM132	Infravermelho	0 a 10% do vol. analisado	Fabricante	± 0,02%
Concentração de HC	Tecnomotor TM132	Infravermelho	0 a 40000 ppm	Fabricante	± 4 ppm
Concentração de NOx	Tecnomotor TM132	Eletrônico	0 a 5000 ppm	Fabricante	± 25 ppm

Fonte: Adaptado de Costa (2017).

O condicionamento e a medição da massa de combustível são realizados através do AVL 733 e AVL 753 (medidor de vazão mássica de combustível e controle de temperatura do

combustível, respectivamente), sendo a vazão mássica máxima de 125 kg/h e a incerteza de medição estimada em 0,12% (AVL, 2009). O fluxo de ar é medido através do medidor de vazão mássica *Sensyflow* FMT700-P, sendo a pressão de admissão determinada através do sensor de pressão AVL LP11DA e a pressão na exaustão pelo sensor AVL GU21C (sendo continuamente resfriado devido à alta temperatura do coletor de exaustão). Já a pressão na câmara de combustão é medida através do transdutor AVL GU22C, sendo aquisitados o total de 200 ciclos pelo sistema AVL IndiModul 622 e os dados resultantes (fração de massa queimada, taxa de liberação de calor e outros) são posteriormente calculados utilizando-se o programa AVL IndiCom. A rotação do motor é medida utilizando-se o *encoder* AVL 365C/365X, enquanto a temperatura da sala de testes, a umidade relativa e a pressão barométrica são dadas pelo medidor *Vaisala* HMT330. O injetor DI utilizado é o Bosch 0261500022 HDEV 1.1 com um furo de 0,525 mm de diâmetro. Para o gerenciamento eletrônico do motor monocilíndrico de pesquisa, é utilizada a central eletrônica AVL ETU 427. A Figura 39 apresenta um esquema com os principais equipamentos utilizados para os testes experimentais.

Figura 39 – Esquema com os principais equipamentos utilizados nos testes experimentais



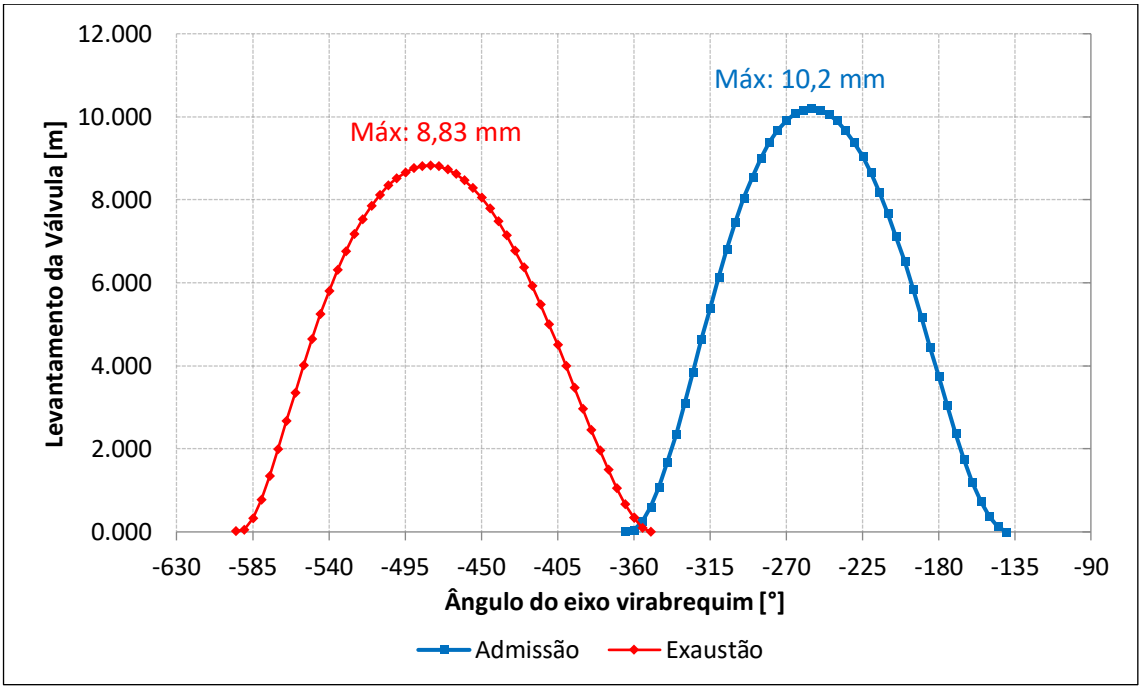
Fonte: Do próprio autor.

Para medir as emissões de poluentes, o analisador de gases Tecnomotor TM132 foi utilizado. As concentrações de CO (percentual de volume), CO_2 (percentual de volume) e HC (ppm) foram medidas através da técnica de infravermelho não dispersivo, utilizando sensores para

a medição da absorção de energia radiativa emitida por espécies gasosas nos comprimentos de ondas do infravermelho. Já a medição do NOx (ppm) foi realizada por quimiluminescência, sendo obtida a partir da emissão de luz resultante da reação dos óxidos de nitrogênio com o ozônio, formando assim O_2 e NO_2 (TECNOMOTOR, 2011).

Os perfis das curvas de levantamento de válvulas de admissão e exaustão do motor monocilíndrico de pesquisa AVL 5495 foram obtidas por Lima (2018). Contudo, o diagrama de válvulas do motor foi alterado de modo que o cruzamento de válvulas fosse de 10° (com a abertura das válvulas de admissão ocorrendo 5° antes do PMS e o fechamento das válvulas de exaustão ocorrendo 5° após o PMS). Desse modo, os perfis das curvas de levantamento de válvulas obtidos inicialmente por Lima (2018) foram transladados de modo que representasse o atual comando de válvulas. A Figura 40 ilustra os perfis das curvas de levantamento de válvulas de admissão e exaustão.

Figura 40 - Curvas de levantamento de válvulas da admissão e exaustão do motor monocilíndrico de pesquisa

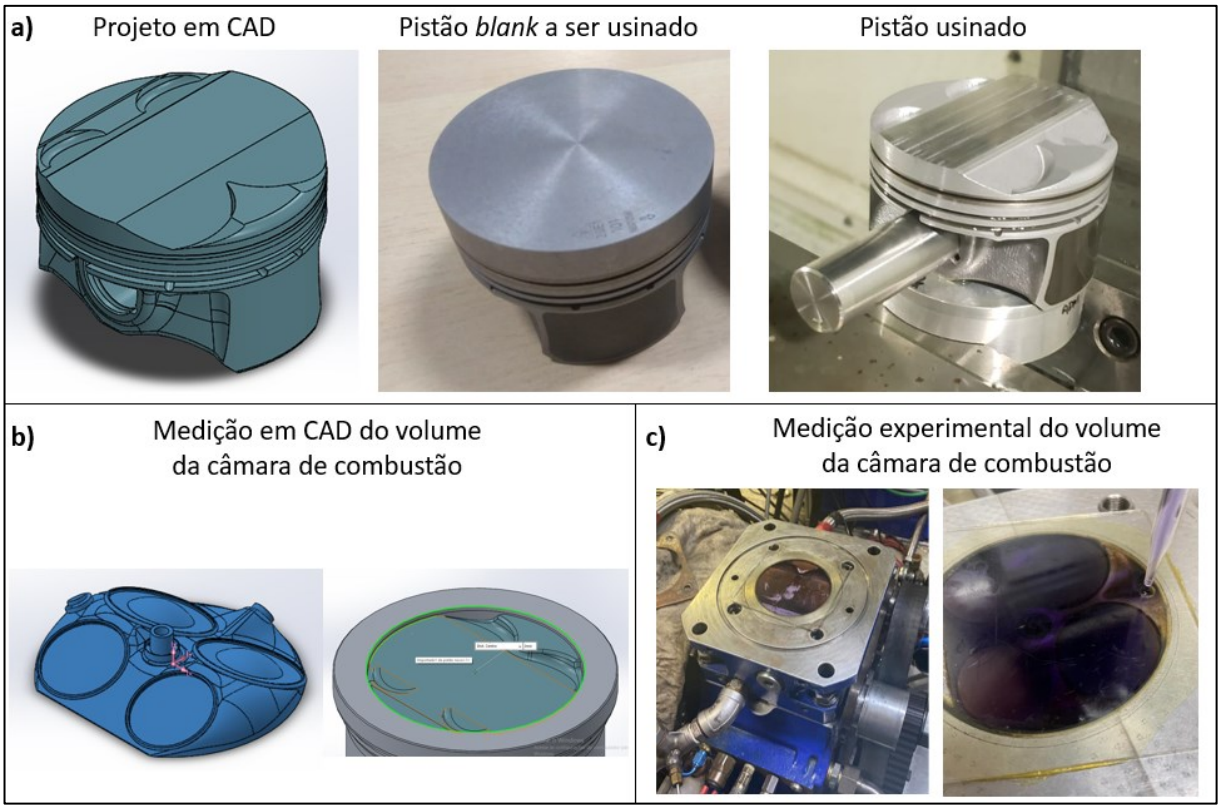


Fonte: Adaptado de Lima (2018).

Conforme apresentado na Tabela 8, o valor da razão volumétrica de compressão definida para os testes foi de 14,1:1. A Figura 41 apresenta o projeto em CAD do novo pistão, bem como o pistão usinado e os procedimentos para o cálculo virtual e experimental da razão volumétrica de compressão. A RVC foi medida de forma experimental e virtual (CAD), cujo cálculo foi realizado por meio da Equação 7.

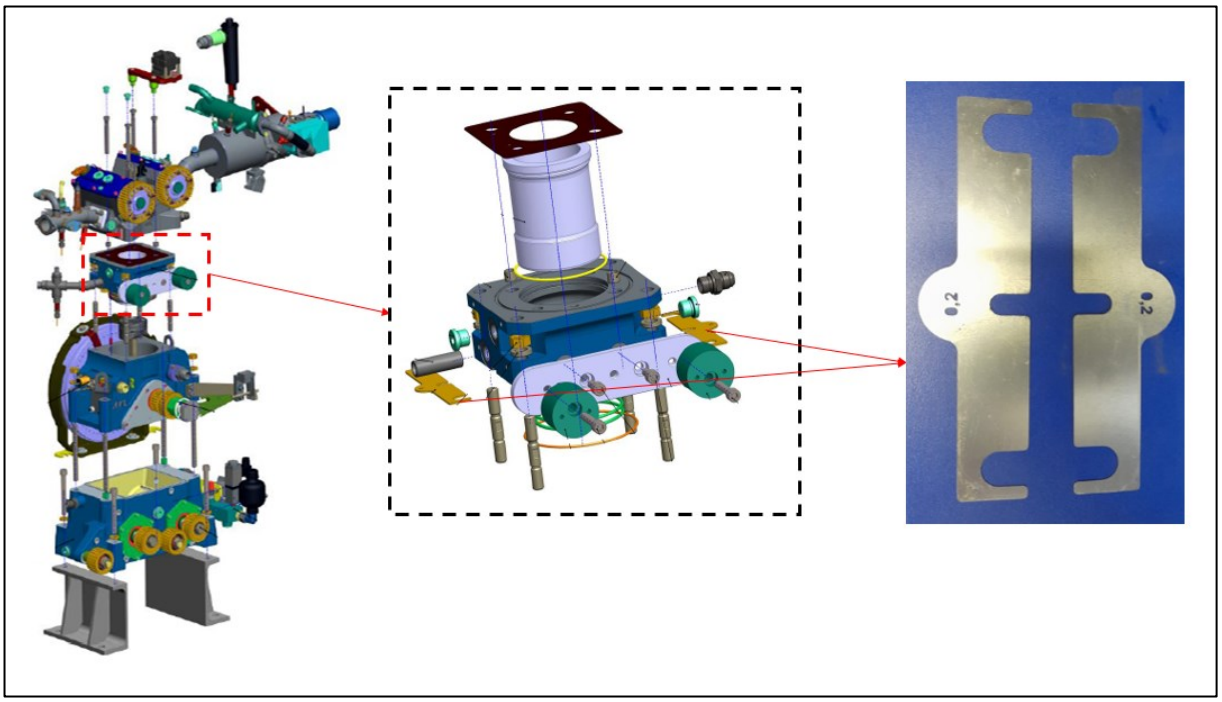
Uma vez que a substituição da vela de ignição por pré-câmaras gera um aumento do volume da câmara de combustão, há a alteração da razão volumétrica de compressão. Para que essa modificação não altere o desempenho do motor, foram instalados calços no bloco do motor (o bloco do motor é bipartido) na configuração SI para a posterior compensação da razão volumétrica quando o motor estiver operando com pré-câmara. A Figura 42 apresenta a montagem destes calços.

Figura 41 – Projeto e usinagem do novo pistão (a) e medição virtual (b) e experimental (c) da razão volumétrica de compressão



Fonte: Do próprio autor.

Figura 42 – Esquema que ilustra a montagem dos calços para a alteração da RVC



Fonte: Adaptado de AVL (2014).

5.1.2 Projeto da pré-câmara

Os principais parâmetros geométricos que afetam o desempenho do sistema de ignição por pré-câmara são: volume da pré-câmara, número de furos de interconexão da pré-câmara com a câmara principal e os diâmetros destes furos. Outro parâmetro que afeta o desempenho da pré-câmara (mais precisamente a troca térmica entre o volume de fluido no interior da pré-câmara com as paredes da pré-câmara) é o material da pré-câmara. Após extensa análise dos mais importantes estudos publicados e revisados na literatura bibliográfica, verificou-se uma tendência nos resultados que possibilitou a identificação de uma faixa de valores para estes parâmetros de modo que o sistema de ignição por pré-câmara possua melhor desempenho.

Com base nestas observações, optou-se então por se investigar, em um primeiro momento, três valores distintos para cada parâmetro geométrico da pré-câmara. Com relação ao volume interno da pré-câmara, os volumes testados foram os de 2,5%, 3,0% e 3,5% do volume da câmara de combustão. Já para os números de furos, foram testadas pré-câmaras com 5, 7 e 9 furos. De posse dos resultados de desempenho, combustão e emissões, escolheu-se então a melhor pré-câmara para os estudos posteriores, na segunda fase da pesquisa. Com relação ao material, foram utilizados o aço AISI 304 e a liga CuCr1Zr (cobre, cromo e zircônio). Estes materiais foram escolhidos devido às suas propriedades mecânicas, acabamento superficial e devido aos seus

diferentes valores de condutividade térmica, sendo esperadas diferentes taxas de transferência de calor do fluido com as paredes da pré-câmara ao longo dos testes. A Tabela 10 apresenta a composição química e as propriedades físicas e mecânicas dos dois materiais.

Tabela 10 – Especificações dos materiais utilizados na fabricação das pré-câmaras

		Aço AISI 304	CuCr1Zr			Aço AISI 304	CuCr1Zr
Prop. Mecânica	Resist. a Tração [MPa]	515	475	Comp. Química	C [%]	0,08	---
	Lim. de Escoam. [MPa]	205	310		Cu [%]	---	Restante
	Dureza Brinell [HB]	201	175		Cr [%]	20,00	0,50-1,20
	Mód. De Elast. [Gpa]	193	125		Zr [%]	---	0,03-0,03
					Mn [%]	2,00	---
Prop. Físicas	Densidade [kg/m³]	8000	8910		Si [%]	0,75	0,10
	Cond. Térm. a 100°C [W/m.K]	16,2	325		P [%]	0,05	---
	Calor Espec. a 100°C [J/kg.K]	500	370		S [%]	0,03	---
	Difusiv. térm. a 100°C [m²/s]	$4{,}05 \times 10^{-6}$	$98{,}6 \times 10^{-6}$		Ni [%]	10,50	---
					N[%]	0,10	---

Fonte: Adaptado de DM Consulting and Engineering (2019) e Metalcor (2022).

A primeira fase de testes experimentais foi realizada para a análise da influência do número de furos de interconexão e do volume interno da pré-câmara. Adotou-se uma nomenclatura para que fosse possível se distinguir facilmente as diversas configurações estudadas. A configuração do motor com ignição por centelha foi designada simplesmente por "SI". Com relação às configurações de motor com pré-câmara, adotou-se uma nomenclatura composta por, pelo menos, quatro partes. A primeira parte é constituída das letras "PC", de modo a diferenciar as configurações de motores equipados com pré-câmara em relação ao motor SI. Já a segunda parte da nomenclatura é destinada à especificação do volume da pré-câmara: as letras "a", "b" e "c" são atribuídas às pré-câmaras com volume interno de 2,5%, 3,0% e 3,5% do volume mínimo da câmara de combustão principal, respectivamente. A terceira parte da nomenclatura é destinada à especificação da existência ou não do furo central e de seu diâmetro, sendo essas duas especificações separadas pelo símbolo "Ø". Por fim, a quarta parte da nomenclatura é destinada à especificação da quantidade de furos laterais e de seus diâmetros, sendo essas duas informações também separadas pelo símbolo "Ø". Além disso, os símbolos "_" são utilizados para separar as diferentes partes da nomenclatura. Assim, a configuração intitulada PC_b_1Ø3_4Ø2 é um motor equipado com pré-câmara (PC), sendo ela de volume interno correspondente a 3% do volume mínimo da câmara de combustão principal (b), com 1 furo central de 3 mm de diâmetro (1Ø3) e com 4 furos laterais de 2 mm cada (4Ø2). Caso a configuração não tenha furo central ou furos

laterais, um “0” é utilizado para representar esta condição. A Tabela 11 apresenta as especificações das configurações de pré-câmara a serem testados inicialmente.

Tabela 11 – Especificações das configurações de PC estudadas na fase 1 de testes

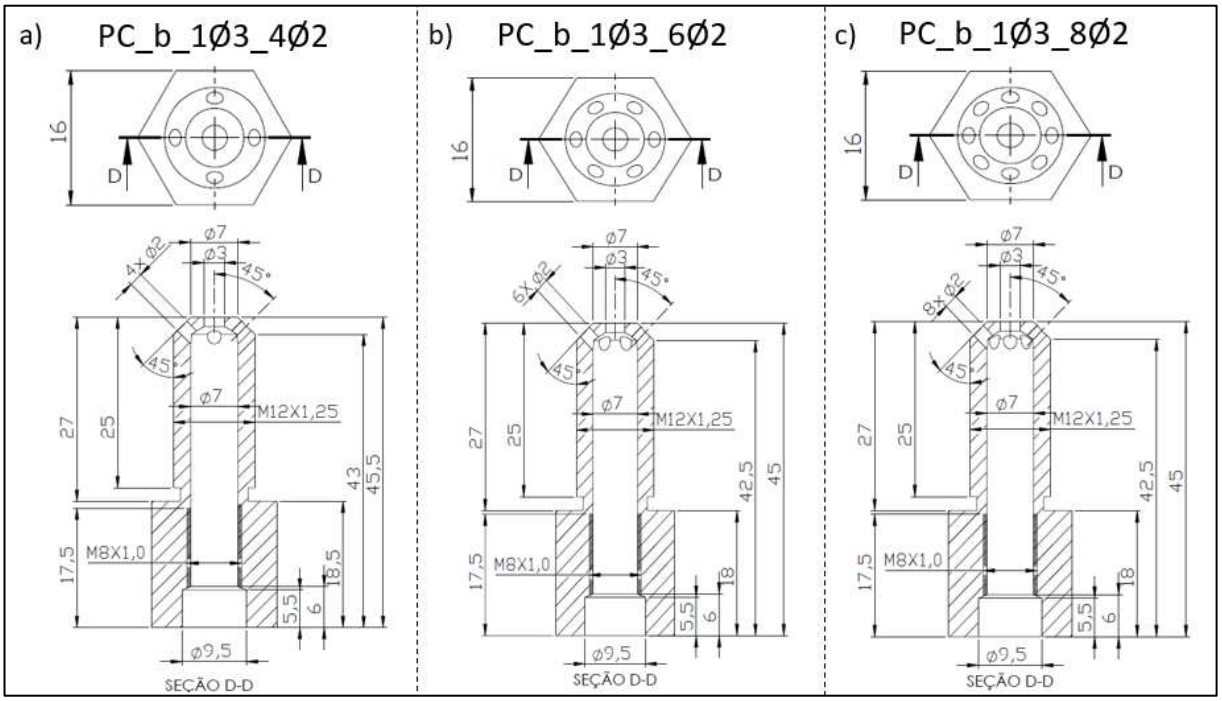
Nome	N° furo central	Ø f. central (mm)	N° f. laterais	Ø f. lateral (mm)	$\forall_{PC}$ (mm^3)	$A_f/\forall_{PC}$ (mm^{-1})
PC_a_1Ø3_4Ø2	1	3.00	4	2.00	865.5	2.27E-02
PC_a_1Ø3_6Ø2	1	3.00	6	2.00	865.5	2.99E-02
PC_a_1Ø3_8Ø2	1	3.00	8	2.00	865.5	3.72E-02
PC_b_1Ø3_4Ø2	1	3.00	4	2.00	1038.7	1.89E-02
PC_b_1Ø3_6Ø2	1	3.00	6	2.00	1038.7	2.50E-02
PC_b_1Ø3_8Ø2	1	3.00	8	2.00	1038.7	3.10E-02
PC_c_1Ø3_4Ø2	1	3.00	4	2.00	1211.9	1.62E-02
PC_c_1Ø3_6Ø2	1	3.00	6	2.00	1211.9	2.14E-02
PC_c_1Ø3_8Ø2	1	3.00	8	2.00	1211.9	2.66E-02

Fonte: Do próprio autor.

Conforme relatado anteriormente, para que os volumes das pré-câmaras não alterem os valores do volume da câmara de combustão e, consequentemente, mudem o valor da razão volumétrica de compressão, diferentes calços foram utilizados para a correção do volume da câmara de combustão. Estes calços são chapas finas com espessuras e acabamentos superficiais rigorosamente controlados no processo de fabricação, sendo instalados na parte inferior do bloco do motor de modo a trasladar o bloco em relação ao pistão e assim alterar o volume da câmara de combustão. Para a configuração SI, foi utilizado o calço de 2 mm. Já para a pré-câmara com volume interno correspondente a 2,5% do volume da câmara de combustão principal, foi utilizado o calço de 1 mm. As pré-câmaras de 3% e 3,5% não utilizaram nenhum calço, pois calços com espessura menor que 1 mm resultariam em uma alteração no valor do volume da câmara de combustão menor que a incerteza de medição deste volume.

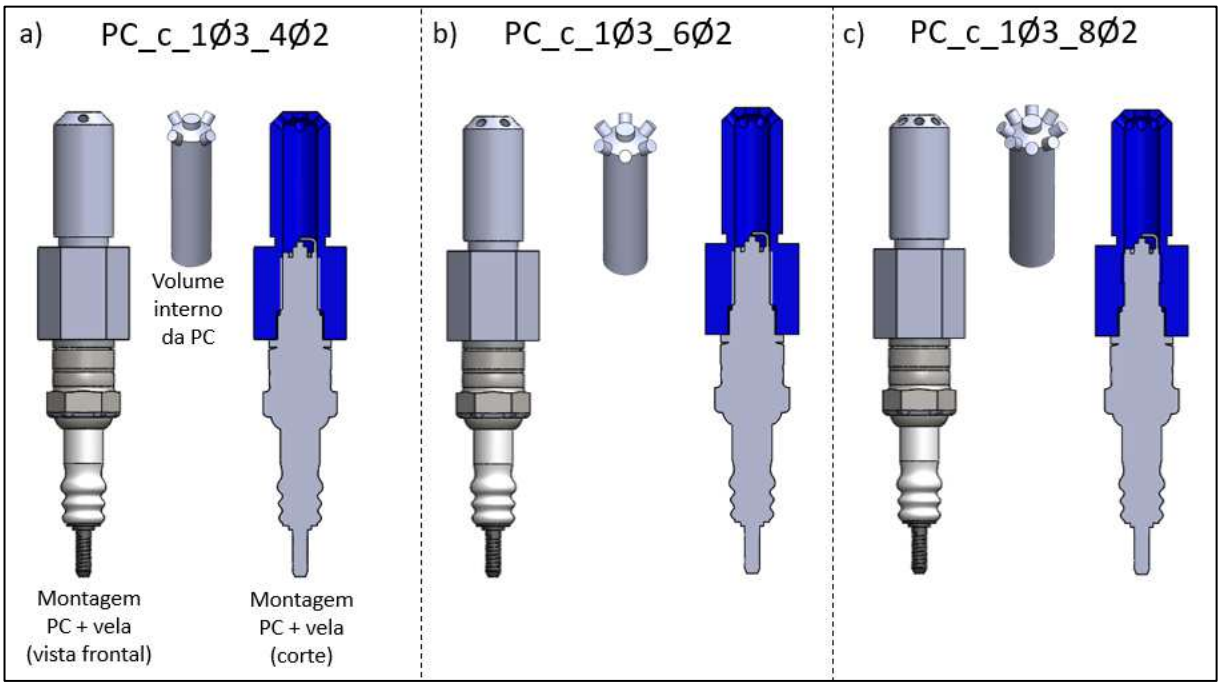
A vela de ignição instalada na pré-câmara foi a NGK ER10EH de grau térmico 10 e diâmetro de rosca de 8 mm. Já a vela de ignição utilizada para os testes do motor em sua configuração original (SI) foi a NGK LKR8AP de grau térmico 8 e diâmetro de rosca de 12 mm. Os detalhamentos dos projetos das pré-câmaras de 3,0% de volume em relação ao volume da câmara principal são mostrados na Figura 43. A Figura 44 apresenta a montagem do conjunto composto pela vela de ignição e pela pré-câmara (incluindo também uma representação do volume interno da pré-câmara) de 3,5% de volume.

Figura 43 – Detalhamento das primeiras pré-câmaras testadas



Fonte: Do próprio autor.

Figura 44 – Montagem do conjunto (vela de ignição e prê-câmara) e volume interno das primeiras pré-câmaras testadas



Fonte: Do próprio autor.

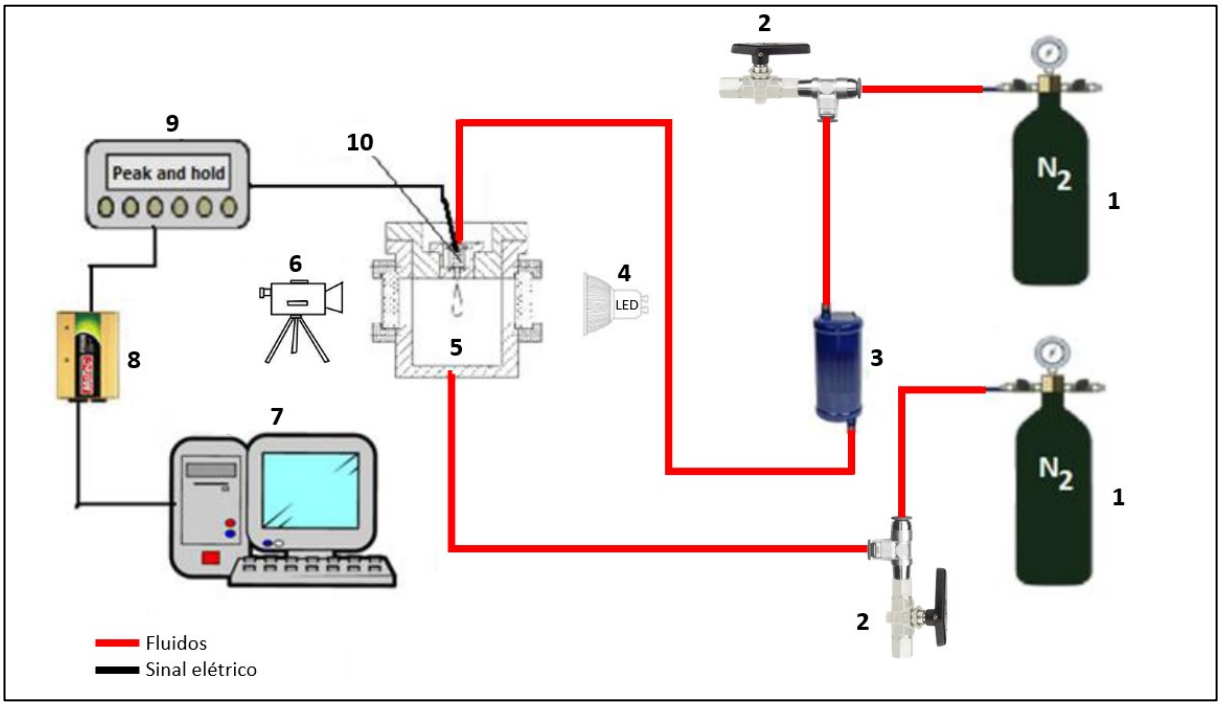
Após analisar a variação dos volumes internos, dos números de furos de interconexão e dos materiais das pré-câmaras e os seus impactos no desempenho, na combustão e emissões de poluentes do motor, foi investigada a influência dos diâmetros dos furos de interconexão e da

geometria interna da pré-câmara. Nessa segunda fase, foi variado o diâmetro dos furos centrais e laterais, além de projetado, construído e testado geometrias de pré-câmara sem furos laterais (apenas um furo central, com maior diâmetro) e também geometrias de pré-câmara sem furo central. Concomitantemente aos testes experimentais, foram realizadas simulações tridimensionais para se avaliar detalhadamente o funcionamento do motor com pré-câmara e as etapas de operação da pré-câmara TJI (enchimento, mistura, propagação da chama, ejeção) de modo a orientar quais testes experimentais adicionais devem ser realizados, além de simulações unidimensionais para o fornecimento de condições iniciais e de contorno ao modelo tridimensional.

5.1.3 Teste de caracterização de spray

Para a obtenção de informações que detalhassem parâmetros importantes relacionadas à injeção de spray de combustível, tais como ângulo de cone e penetração ao longo do tempo, foram realizados testes experimentais com diferentes pressões de injeção e contrapressão. A Figura 45 ilustra um esquema da bancada de caracterização de *spray* utilizada para a realização dos testes. Para representar a pressão gerada pela bomba de combustível, um cilindro com nitrogênio (1) pressuriza um acumulador de pressão (3) que, por sua vez, armazena e pressuriza o fluido de trabalho a ser atomizado pelo injetor. A pressão de injeção é controlada por um manômetro instalado na saída do cilindro de nitrogênio. Este cilindro também é conectado à câmara de contrapressão (5) através de uma tubulação na qual é instalada uma válvula (2), de tal modo que haja uma contrapressão na câmara para representar a contrapressão de injeção no motor, no momento da injeção. Para controlar o injetor, um sinal digital é gerado pela unidade de controle (8) conectada a um computador (7) e a um *driver* (9) que produz um sinal do tipo *pick and hold* para o acionamento do injetor (10), permitindo assim a alteração da frequência e da duração de injeção. A técnica de visualização do spray é chamada de *shadowgraph*, um método óptico que revela a não uniformidade (nesse caso, as gotículas de spray) em meios incolores (nesse caso, o ar). Para tal, uma fonte de iluminação (4) associada com uma tela de difração gera um fundo luminoso propício para a visualização do spray. A câmera de alta velocidade (6) capta o distúrbio no fundo luminoso gerado pela passagem do *spray*.

Figura 45 – Esquema da bancada de caracterização de spray



Fonte: Adaptado de Gomes Júnior (2017).

A Tabela 12 apresenta os parâmetros de injeção dos sprays, as configurações utilizadas nas montagens e as especificações dos equipamentos utilizados. As pressões de injeção utilizadas foram de 50 bar, 60 bar, 70 bar e 80 bar, ao passo que as pressões de contrapressão empregadas foram de 0 bar, 10 bar, 20 bar e 30 bar.

Tabela 12 – Especificações dos materiais utilizados e parâmetros de injeção dos *sprays*

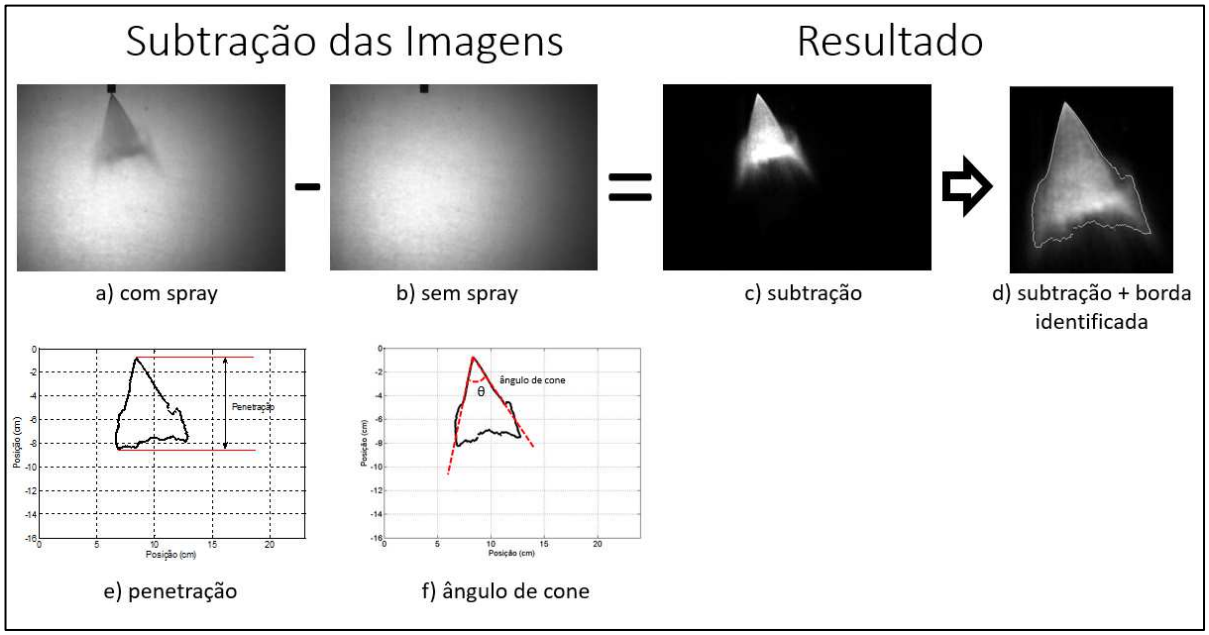
Parâmetro/Material	Especificação
Fluido	EXXSOL D60
Duração do pulso de injeção	3,0 ms
Intervalo de tempo entre injeções consecutivas	60 ms
Número de injeções consideradas para análise	5
Câmera	Dantec Dynamics Phantom Speedsense
Frequência de aquisição	6600 imagens/segundo
Lente	Nikon Mircro-Nikkor 60 mm f/2.8D
Tempo de exposição	148 µs
Resolução das imagens obtidas	448 pixels x 448 pixels
Número de imagens por ciclo	198
Número de imagens com sprays	20
Intervalo entre duas imagens consecutivas	0,15 ms
Unidade de controle	MoTeC M84

Fonte: Do próprio autor.

Para a análise das imagens após a realização dos testes de caracterização do spray, foi necessária a extração do fundo das imagens de modo a facilitar a identificação da borda do spray.

Uma vez que uma imagem preto e branco pode ser representa por uma matriz de números que variam de 0 (preto) e 255 (branco), sendo os valores intermediários os diversos tons de cinza, então foi possível subtrair a imagem com o *spray* injetado da imagem sem ele, resultando em um *spray* com cor branca em uma imagem de fundo preto, conforme mostrado na Figura 46c.

Figura 46 – Esquema da bancada de caracterização de spray



Fonte: Do próprio autor.

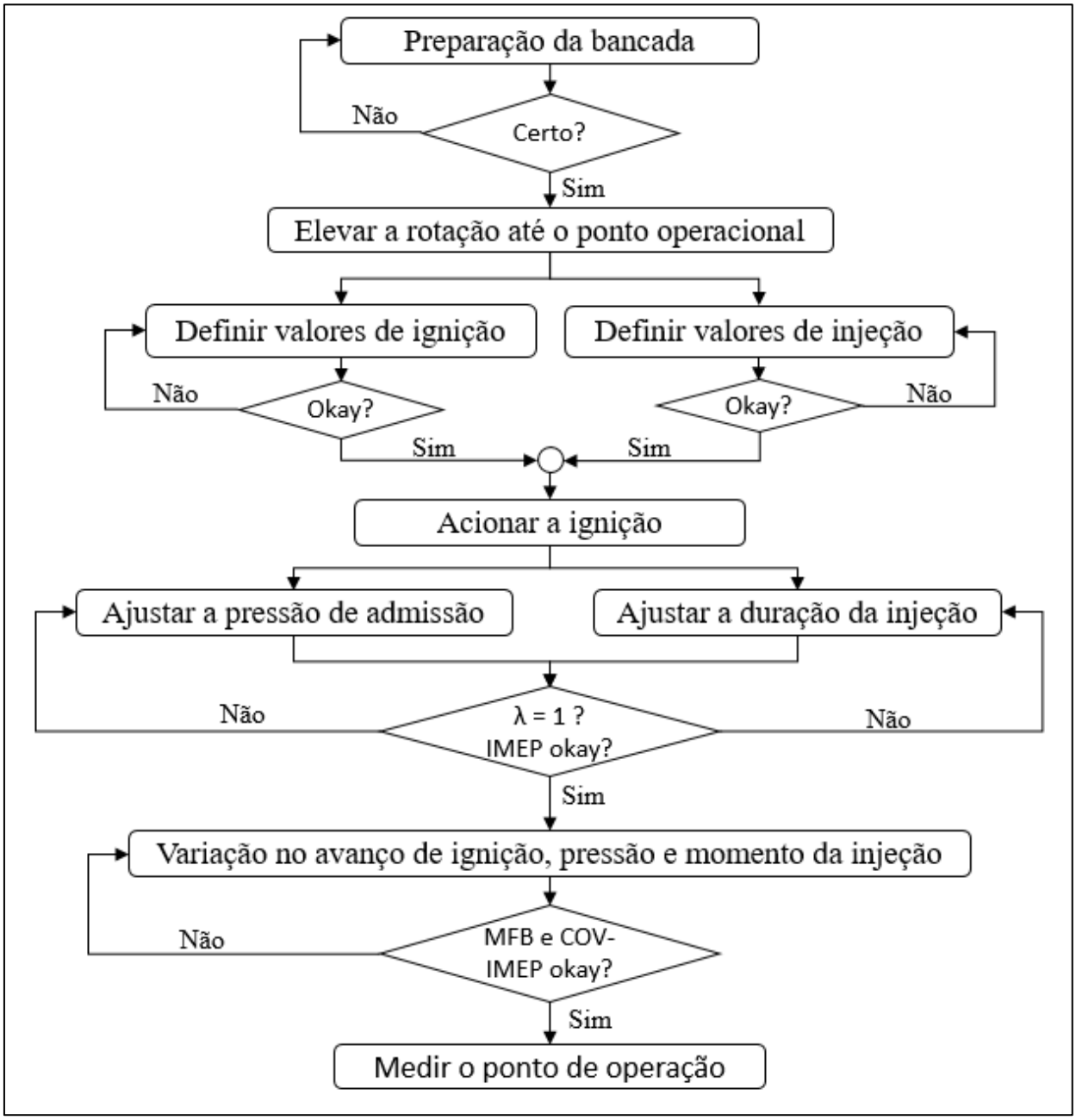
Uma vez obtida essa imagem, torna-se possível a identificação da borda do spray através de um filtro de corte. Esse filtro pode ser configurado para um valor de corte entre 0 (preto) e 255 (branco) acima dos qual existirá spray e abaixo do qual não haverá. A borda identificada no spray mostrado na Figura 46d foi produzida a partir de um filtro com o valor de corte igual a 50, ou seja, apenas tons de cinza com valores iguais ou superiores a 50 foram representados nesta imagem. A partir desta identificação da borda, foi possível então identificar os valores da penetração do spray (Figura 46e) e do seu ângulo de cone (Figura 46f).

5.1.4 Procedimentos para realização dos testes

A Figura 47 apresenta um fluxograma esquemático que ilustra o procedimento experimental para a obtenção dos pontos de operação a serem estudados.

Figura 47 – Fluxograma esquemática ilustrando o procedimento experimental de operação do motor

.



Fonte: Do próprio autor.

Para operar a bancada dinamométrica, a bomba de recirculação da água do motor, a bomba de recirculação do *chiller* (unidade de resfriamento por água gelada) e a bomba de recirculação da torre de resfriamento devem ser acionadas, bem como a chave geral do painel de instrumentos. Posteriormente, os computadores que operam o sistema de análise de combustão (*AVL IndiModul* 622) e o sistema que controla a bancada dinamométrica e o motor monocilíndrico de pesquisa (*AVL Puma Open*) devem ser ligados. Então, dentro da sala de testes, o sistema de

condicionamento de água e óleo, a bomba de combustível, a balança de combustível, a fonte de energia dos sensores e o refrigerador do sensor de pressão da exaustão devem ser acionados. Para garantir a recirculação de ar dentro da sala de ensaios, os insufladores e exautores devem ser ligados. Por meio do programa *Puma Open*, as temperaturas de água e óleo devem então ser ajustadas.

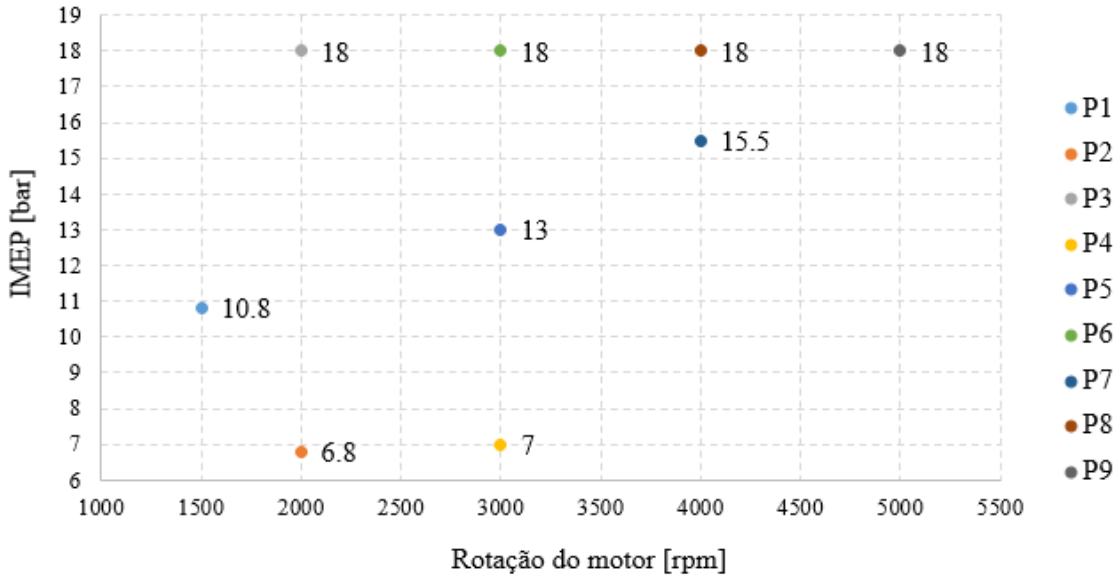
Uma vez que a bancada está preparada (com as temperaturas de água e óleo tendo alcançado os valores desejados), eleva-se a rotação do motor até o valor do ponto de operação através do motor elétrico do dinamômetro ativo com o motor ainda sem combustão. Quando o motor alcança o valor de rotação desejado, os valores de avanço de ignição e duração de injeção são definidos de forma conservadora, de forma a evitar a ocorrência de uma combustão anormal. Com os valores de avanço de ignição e duração de injeção definidos, a ignição é acionada e os valores de pressão no coletor de admissão e duração de injeção são controladas para alcançar o fator lambda desejado. Caso o ponto operacional a ser aquisitado for naturalmente aspirado, a válvula borboleta é ajustada para se controlar a pressão no coletor. Caso seja um ponto sobrealimentado, a pressão de admissão é calibrada a partir da abertura da válvula de controle do compressor, com a válvula borboleta totalmente aberta (do inglês: *Wide Open Throttle* - WOT).

Com o motor em operação, o programa *AVL IndiCom* (que analisa os dados da combustão) obtém, a partir da depuração da combustão por meio da curva de pressão medida na câmara de combustão, valores médios de IMEP, COV-IMEP, MFB 50 e MFB 10-90. Então, o valor do IMEP é ajustado até se alcançar o valor almejado para o ponto de operação a ser medido experimentalmente, alterando-se parâmetros tais como a pressão no coletor de admissão e duração de injeção. São então feitas variações nos valores de pressão de injeção, início da injeção e avanço de ignição, buscando-se condições que propiciem valores otimizados de MFB 10-90, MFB 50 e COV-IMEP.

Uma vez que este trabalho faz parte do programa ROTA 2030, sendo uma parceria do CTM-UFMG com o CEFET-MG, a empresa TEKSID do Brasil e a STELLANTIS; a escolha dos pontos operacionais desta pesquisa foi feita considerando tanto as características do motor no qual os testes serão feitos (o motor monocilíndrico de pesquisa AVL 5495) quanto as características de um motor de produção da STELLANTIS que será testado em etapa posterior. Apesar de testes em motor monocilíndrico de pesquisa serem ideais para a análise do fenômeno de combustão e não para o desenvolvimento final de um motor de produção, espera-se que a escolha dos pontos operacionais represente tanto a operação do motor monocilíndrico quanto a operação do motor de produção e que as análises feitas para o sistema TJI no motor monocilíndrico sejam coerentes com estudos futuros no motor multicilindrico. Contudo, para a manutenção da integridade do

motor monocilíndrico de pesquisa, os valores de IMEP escolhidos foram normalizados para que o valor máximo não ultrapassasse 18 bar. Desse modo, os pontos operacionais selecionados foram escolhidos levando-se em consideração o ciclo de condução do motor multicilindrico. A Figura 48 apresenta os pontos de operação do motor monocilíndrico a serem obtidos experimentalmente. O fator lambda estequiométrico (λ=1) foi determinado para todos os pontos operacionais. O combustível utilizado nos testes é o etanol hidratado, cujas propriedades foram dadas na Tabela 3.

Figura 48 – Pontos de operação do motor monocilíndrico a serem obtidos



	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9
Rotação [rpm]	1500	2000	2000	3000	3000	3000	4000	4000	5000
IMEP [bar]	10.8	6.8	18	7	13	18	15.5	18	18

Fonte: Do próprio autor.

5.1.5 Emissões específicas

O analisador de gases Tecnomotor TM 132 mede a concentração dos gases em base volumétrica, então torna-se necessária a conversão destes dados para emissões específicas. Como este equipamento possui filtro e dreno para a extração da água condensada, o teor de água não é contabilizado nos cálculos das emissões, sendo assim emissões em base seca (TECNOMOTOR, 2011). A massa molar dos gases de exaustão são: 28,01 g/mol para o CO, 44,01 g/mol para o

CO2, 28,013 g/mol para o N2, 30,01 g/mol para o NO e 15,03 g/mol para o HC (ÇENGEL, 2019; ROSO, 2019). Uma vez que a maior parte das emissões de NOx é proveniente da emissão de NO, a sua massa molecular será considerada para os cálculos. A massa molar dos gases de exaustão (MM_{exh}) pode ser calculada por meio da média ponderada da fração volumétrica de cada uma das espécies, sendo dada pela Equação 54, onde CV é a concentração volumétrica de cada gás (COSTA, 2017).

$$\begin{gathered} MM_{exh} = MM_{HC}.CV_{HC}.10^{-6} + MM_{CO}.CV_{CO}.10^{-2} + MM_{CO_2}.CV_{CO_2}.10^{-2} \\ +MM_{NO_x}.CV_{NO_x}.10^{-6} + MM_{N_2}\left(1 - CV_{HC}.10^{-6} - CV_{CO}.10^{-2} - CV_{NO_x}.10^{-6} - CV_{CO_2}.10^{-2}\right) \end{gathered} \quad (54)$$

De posse da massa molar e da vazão mássica dos gases de exaustão (que é igual à soma das vazões mássicas de ar "$\dot{m}_{ar}$" e combustível "$\dot{m}_f$"), é possível então determinar as emissões específicas indicadas dos poluentes (COSTA, 2017), de acordo com a Equação 55.

$$\begin{aligned} ISHC &= 1000.\frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f}{\dot{W}}.\frac{MM_{HC}}{MM_{exh}}CV_{HC}.10^{-6} \quad (E1) \\ ISCO &= 1000.\frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f}{\dot{W}}.\frac{MM_{CO}}{MM_{exh}}CV_{CO}.10^{-2} \quad (E2) \\ ISCO_2 &= 1000.\frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f}{\dot{W}}.\frac{MM_{CO_2}}{MM_{exh}}CV_{CO_2}.10^{-6} \quad (E3) \\ ISNO_x &= 1000.\frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_f}{\dot{W}}.\frac{MM_{NO}}{MM_{exh}}CV_{NO}.10^{-2} \quad (E4) \end{aligned} \quad (55)$$

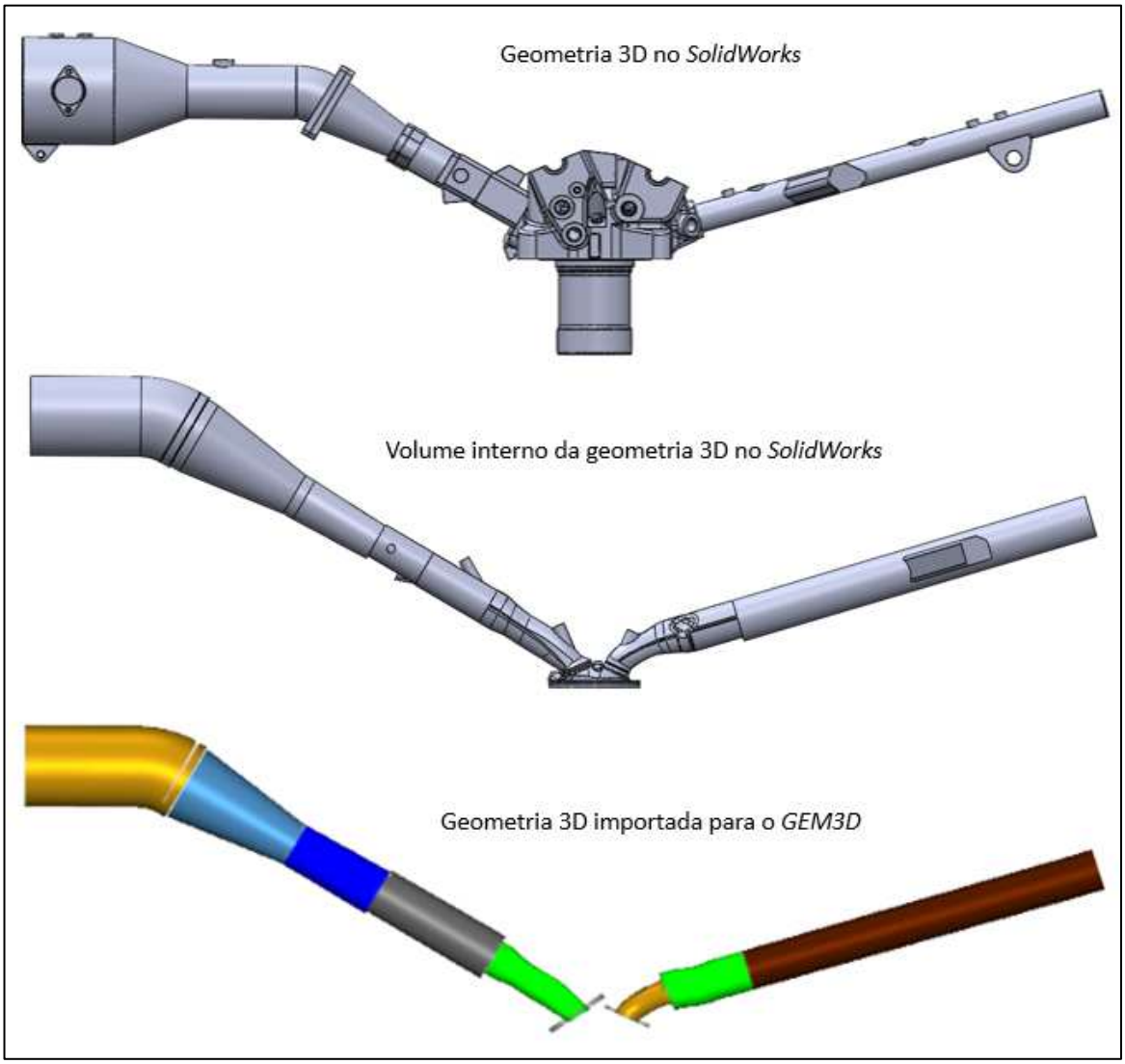
5.2 Metodologia Numérica

Para a implementação dos modelos numéricos unidimensional e tridimensional, foram utilizados os programas *GT-POWER* e *CONVERGE*, respectivamente. Estes programas foram escolhidos por serem pacotes computacionais tradicionais e validados por inúmeros trabalhos publicados na literatura, além do fato das empresas *Gamma Technologies* e *Convergent Science* (empresas que detém o *GT-POWER* e *CONVERGE*, respectivamente) serem parceiras do UFMG e o CTM possuir as licenças de ambos os programas.

5.2.1 Metodologia numérica unidimensional

No modelo numérico unidimensional de Análise das Três Pressões (do inglês: *Three Pressure Analysis* - TPA), a taxa de combustão é calculada através da análise da pressão da câmara de combustão, da pressão na admissão e da pressão da exaustão. Os dados dos resultados experimentais e do cálculo do coeficiente de descarga das válvulas são utilizados como dado de entrada. Para que esses dados sejam inseridos no modelo, primeiro é necessária a discretização da geometria do motor, a fim de se criar um domínio unidimensional. Para esta discretização, foi utilizado o programa *GEM3D*. A Figura 49 ilustra o processo de importação da geometria do CAD para o *GEM3D*. Inicialmente, é necessária a extração do volume interno da geometria 3D no próprio programa de CAD, neste caso o *SolidWorks*. Esta etapa é importante para a criação do domínio computacional, uma vez que o fluido escoa internamente na geometria do motor, sendo então necessária a discretização desta região. Uma vez que o volume interno do motor foi obtido (com o pistão na posição de PMS), esta geometria é importada para o *GEM3D*. Conforme pode ser observado na Figura 49, o *GEM3D* é utilizado para se obter a discretização somente dos sistemas de admissão e exaustão, sendo que os demais componentes (válvulas, pistão, câmara de combustão) devem ser adicionados posteriormente.

Figura 49 – Geometria do motor original no *SolidWorks* e no *GEM3D*

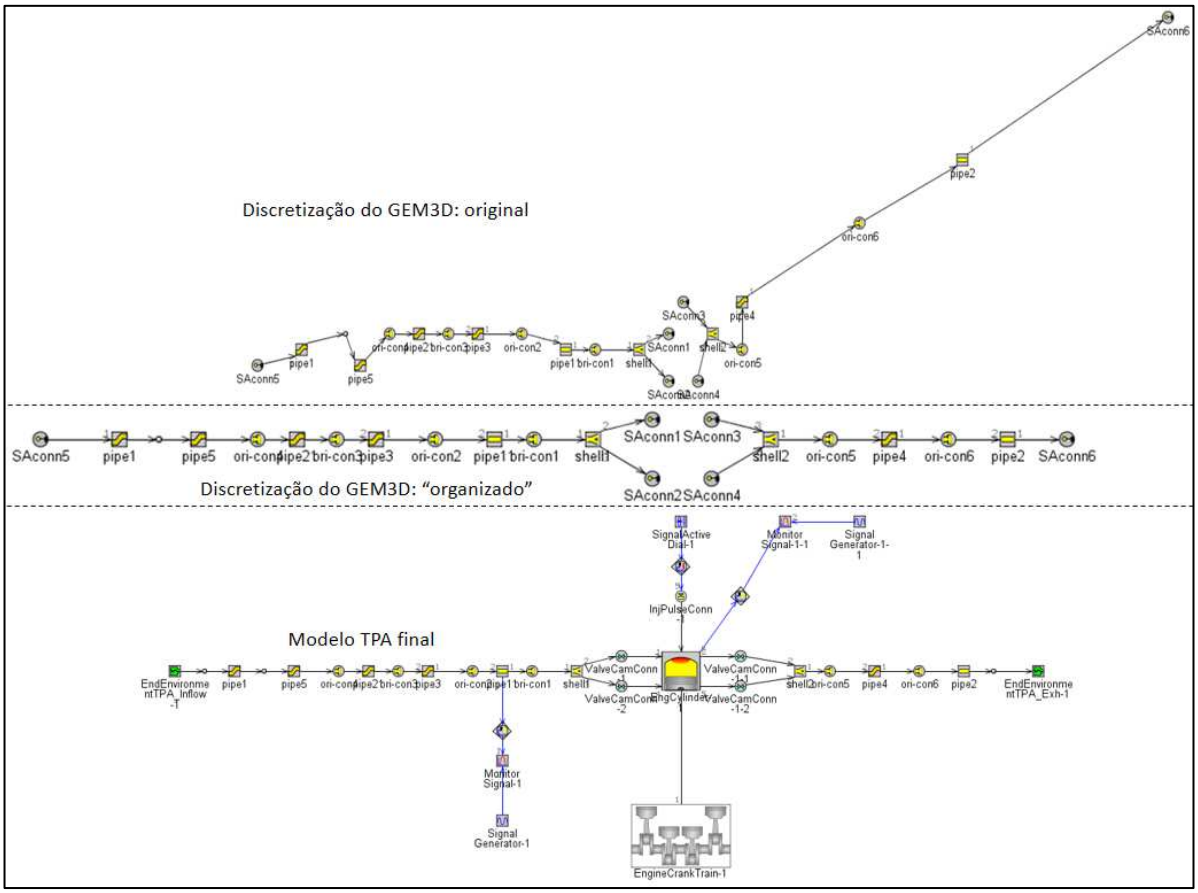


Fonte: Do próprio autor.

A Figura 50 mostra o modelo unidimensional obtido pelo o *GEM3D*, sendo o arquivo exportado com um formato compatível com o *GT-POWER*. Uma vez que a discretização da geometria 3D no *GEM3D* só é possível para os sistemas de admissão e exaustão, os demais componentes do motor devem ser inseridos manualmente. Conforme ilustrado na Figura 50, para a obtenção do modelo TPA final, foram inseridos no modelo unidimensional gerado pelo GEM3D os seguintes componentes: válvulas de admissão e exaustão ("*ValveCamConn*"), cilindro ("*EngCylinder-1*"), trem de força ("*EngineCrankTrain-1*"), injetor DI ("*InjPulseConn-1*"), condição atmosférica de entrada ("*EndEnvironmentTPA_Inflow-1*") e saída ("*EndEnvironmentTPA_Exh-1*"), geradores de sinal para a entrada das curvas dos transdutores de pressão da admissão ("*SignalGenerator-1*") e da exaustão ("*SignalGenerator-1-1*") com seus respectivos monitores ("*MonitorSignal-1*" e "*MonitorSignal-1-1*") para o acompanhamento das

curvas de pressão simulada e experimental ao longo da simulação. Dado que todos estes objetos já estão inseridos no modelo, deve-se então preenchê-los com os dados necessários para a execução da simulação, sendo estes dados obtidos através dos testes experimentais e dos manuais (manual do monocilindro, do injetor, da vela, etc.). Após a finalização dos ajustes necessários do modelo TPA no *GT-POWER*, executa-se então as simulações para a validação dos resultados experimentais.

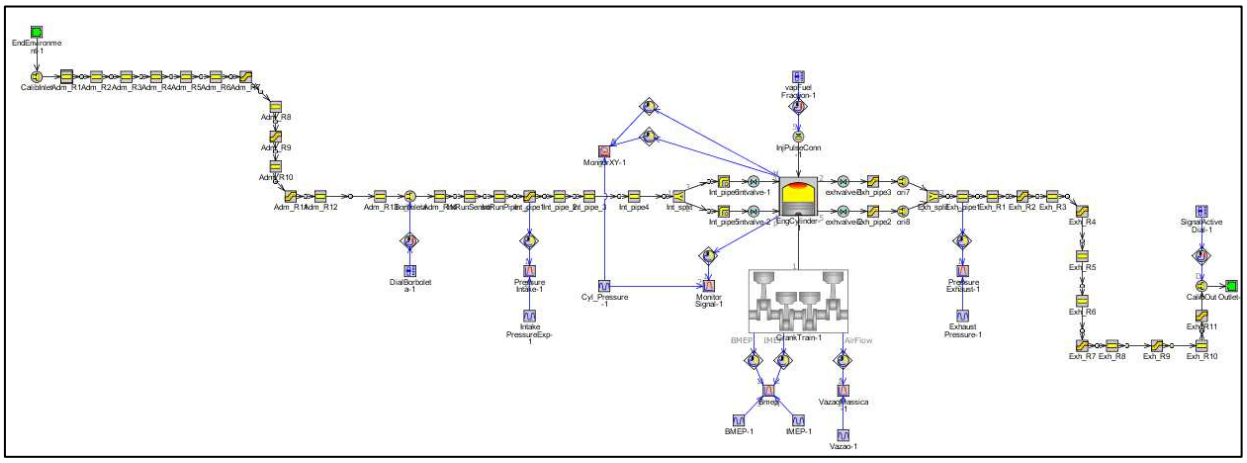
Figura 50 – Processo de discretização no *GEM3D* para obtenção do domínio computacional unidimensional do motor original



Fonte: Do próprio autor.

Para a construção do modelo unidimensional de combustão por Wiebe, utiliza-se a mesma discretização do sistema de admissão e exaustão obtida para o modelo TPA e mostrada na Figura 50. Entretanto, no modelo de combustão por Wiebe a discretização dos sistemas de admissão e exaustão deve se estender até a entrada ou saída para a atmosfera (no modelo TPA a admissão e exaustão terminam na posição de instalação dos seus respectivos sensores). A Figura 51 mostra o domínio computacional unidimensional de combustão por Wiebe para o motor original.

Figura 51 –Domínio computacional unidimensional de combustão por Wiebe do motor original

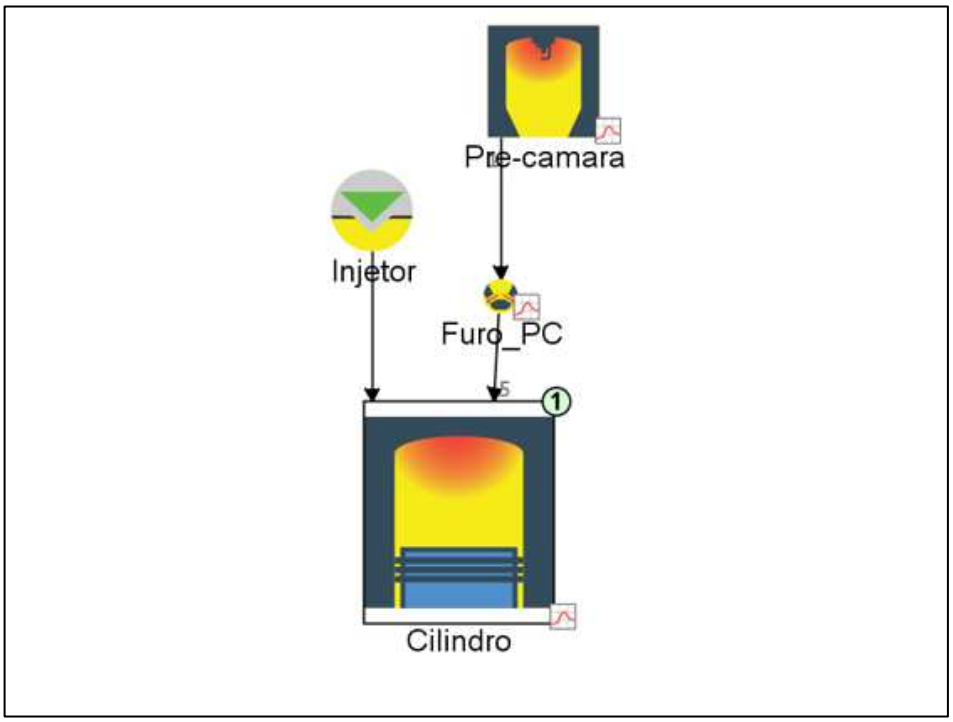


Fonte: Do próprio autor.

Os domínios computacionais mostrados nas Figuras 50 e 51 são para os modelos TPA e Wiebe, respectivamente, para o motor em sua configuração original (ignição por centelha). Para a obtenção dos domínios computacionais para as configurações com pré-câmara, deve ser adicionado ao modelo um objeto de pré-câmara conectado ao cilindro por um objeto de furos de interconexão da pré-câmara, sendo este elemento disponibilizado nas versões atuais do programa *GT-POWER*, conforme mostrado na Figura 52. Não há injetor conectado ao objeto de pré-câmara, uma vez que a pré-câmara estudada é passiva.

Para o modelo de combustão preditiva *Jet Ignition* utilizado para o motor com pré-câmara, é necessita a calibração dos seguintes multiplicadores: multiplicador do atraso de ignição “DEM”, multiplicador da taxa de combustão difusiva “DCRM”, multiplicador da taxa de ejeção do jato “ERM”, multiplicador do atraso de ignição “IDM”, multiplicador da taxa de combustão pré-misturada “PCRM”, multiplicador da velocidade turbulenta de chama “TFSM” e o multiplicador do comprimento de escala de Taylor “TLSM”. Deve-se então determinar o valor de cada um destes multiplicadores que forneça uma taxa de combustão para o modelo numérico equivalente ou muito próxima (diferença máxima de 3%) àquela proveniente dos testes experimentais para diferentes rotações e cargas.

Figura 52 – Objeto pré-câmara passiva conectada ao cilindro através do objeto de furos da pré-câmara no *GT-POWER* 2022



Fonte: Do próprio autor.

Uma vez que é uma tarefa árdua encontrar os valores destes multiplicadores para todos os pontos de operação e todas as geometrias de pré-câmara, optou-se então por utilizar para isso a ferramenta de otimização do *GT-POWER*, o *Direct Optimizer*. Este otimizador executa a simulação iterativamente, sempre alterando os valores dos parâmetros que representam as variáveis independentes, até que um critério de parada seja atendido.

O primeiro passo para se configurar o processo de otimização é determinar o seu tipo: único objetivo, objetivo transiente, múltiplos objetivos com soluções de Pareto ou múltiplos objetivos com soluções de média ponderada. A otimização de único objetivo consiste em aplicar um objetivo (minimizar, maximizar ou alcançar um valor alvo) para uma única variável dependente. A otimização com objetivo transiente, por sua vez, consiste em selecionar um ou múltiplos sinais transientes (curvas em função do tempo ou ângulo, por exemplo) e atribuir outro sinal transiente como o valor alvo. As otimizações de múltiplos objetivos, como o próprio nome diz, utilizam múltiplos objetivos para duas ou mais variáveis dependentes, sendo utilizado o método de Pareto ou a média ponderada para avaliar se o otimizador determinou a melhor solução para o problema (GAMMA TECHNOLOGIES, 2022).

Para a otimização em questão, foi utilizada a otimização de único objetivo. A variável dependente escolhida foi a pressão máxima no cilindro, sendo determinado como alvo o seu valor obtido experimentalmente para cada ponto de operação. As variáveis independes são os setes

multiplicadores definidos anteriormente, sendo o valor inicial de todos os multiplicadores foi igual a 1 e os seus valores configurados para variar de 0,1 a 3. O algoritmo de otimização foi configurado para o modo automático, o que significa que o otimizador pode escolher qualquer um dos algoritmos disponíveis, sendo ele o Algoritmo Genético, Estratégia de Evolução da Adaptação da Matriz de Covariância, Algoritmo Bayesiano, Simplex e Método da Bisseção. Mais detalhes sobre estes algoritmos de otimização podem ser encontrados em Gamma Technologies (2022). Para este processo de otimização, o algoritmo foi configurado como automático, de forma que o próprio otimizador escolhesse o que melhor se adequasse.

Foram testados todos os nove pontos de operação (rotação e IMEP). O otimizador pode ser configurado para determinar valores diferentes para um mesmo multiplicador para cada ponto de operação ou então determinar um único valor para cada multiplicador para todos os pontos de operação. Para os testes em questão, a segunda opção foi escolhida. A Tabela 13 apresenta os valores dos multiplicadores calculados pelo processo de otimização. Esta otimização utilizou 22 núcleos do servidor e despendeu 302 horas para a sua execução.

Tabela 13 – Valores dos multiplicadores após processo de otimização

	DCRM	DEM	ERM	IDM	PCRM	TFSM	TLSM
Valor	1,781	0,848	1,452	1,587	1,973	1,337	1,778

Fonte: Do próprio autor.

A Tabela 14 apresenta os parâmetros que são utilizados como condições iniciais e de contorno para os três modelos unidimensionais utilizados.

Tabela 14 – Diferenças dos parâmetros para as condições iniciais nos modelos unidimensionais utilizados

	Parâmetros	TPA	Wiebe	TJI	Fonte
Admissão / Exaustão	Admissão e exaustão completos (até a atmosfera)	não	sim	sim	---
	Admissão e exaustão reduzidos (até os transdutores de pressão)	sim	não	não	---
	Pressão e temperatura ambiente	não	sim	sim	Experimental
	Curva de pressão na admissão e exaustão	sim	não	não	Experimental
	Composição do ar	sim	sim	sim	Experimental
	Diâmetro e comprimento dos dutos	sim	sim	sim	Medição ou CAD
	Temperatura e pressão inicial do fluido nos dutos	sim	sim	sim	Experimental
	Material dos dutos	sim	sim	sim	Experimental
	Multiplicador do coeficiente de atrito	sim	sim	sim	Calibração
Câmara de combustão	Temperatura e pressão iniciais do fluido no cilindro	sim	sim	sim	Experimental
	Temperatura inicial dos componentes (válvulas, etc.)	sim	sim	sim	Estimativa
	Multiplicador do coeficiente de trans. de calor	sim	sim	sim	Calibração
	Curva de pressão medida no cilindro	sim	não	não	Experimental
	MFB 50 e MFB 10-90	não	sim	não	Experimental
	Expoente de Wiebe	não	sim	não	Calibração
	Multiplicadores do TJI (DCRM, DEM, IDM, etc.)	não	não	sim	Otimização
Pré-câmara	Número e diâmetro dos furos	não	não	sim	CAD
	Volume interno da pré-câmara	não	não	sim	CAD
	Área interna do volume da pré-câmara	não	não	sim	CAD
	MFB 50 e MFB 10-90 da PC	não	não	sim	Estimativa
	Expoente de Wiebe da PC	não	não	sim	Estimativa
Injeção	Composição do fluido injetado	sim	sim	sim	Experimental
	Vazão mássica de combustível	sim	sim	sim	Experimental
	Tempo do pulso de injeção	sim	sim	sim	Experimental
	Instante do início da injeção	sim	sim	sim	Experimental
	Temperatura do fluido injetado	sim	sim	sim	Experimental
	Fração do combustível vaporizado imediat. após a injeção	sim	sim	sim	Estimativa
	Quantidade e diâmetro dos furos do injetor	sim	sim	sim	Fornecedor
Válvulas	Número de válvulas por cilindro	sim	sim	sim	Fornecedor
	Curva de levantamento das válvulas	sim	sim	sim	Fornecedor
	Curva de coeficiente de descarga das válvulas	sim	sim	sim	Simulação
	Diâmetro de referência das válvulas	sim	sim	sim	Medição ou CAD
Trem de força	Rotação	sim	sim	sim	Experimental
	FMEP	sim	sim	sim	Estimativa
	Geometria (diâmetro cilindro, curso, comprimento biela, etc.)	sim	sim	sim	Fornecedor
	Ordem de ignição	sim	sim	sim	Fornecedor
	Razão volumétrica de compressão	sim	sim	sim	Medição ou CAD

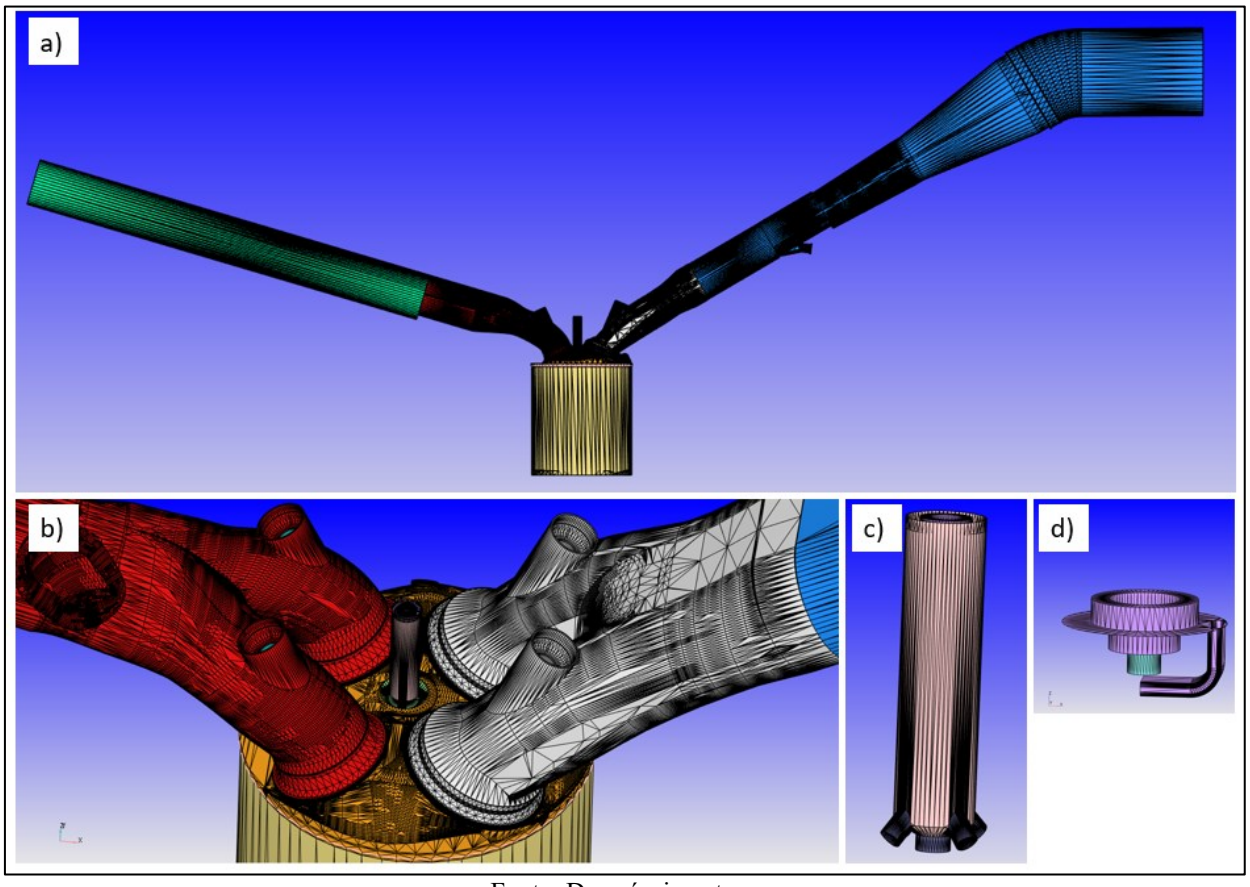
Fonte: Do próprio autor.

5.2.2 Metodologia numérica tridimensional

O modelo numérico tridimensional foi desenvolvido utilizando-se o programa *CONVERGE*. A geração da malha ocorreu em duas etapas: criação de uma malha superficial e, posteriormente, uma malha volumétrica. A malha superficial é criada a partir do volume interno da geometria do motor em estudo, sendo esta malha uma nuvem de pontos criados pelo programa de CAD, neste caso o *SolidWorks*. As simulações foram realizadas no laboratório de simulação numérica do CTM UFMG, empregando-se 3 servidores *DELL PowerEdge* R730 com as seguintes características cada: 2 processadores Intel Xeon E5-2699 v3 de 2,3 GHz com cache de 45M, QPI de 9,6 GT/s turbo, 18 núcleos e 36 segmentos, 8 módulos de memória de 16 Gb RDIMM e 2 discos de 300 Gb PRM SAS.

A Figura 53a mostra a malha superficial importada para o *CONVERGE*, sendo também apresentados os detalhes da malha superficial do cabeçote (Fig. 53b), malha superficial da pré-câmara (Fig. 53c) e malha superficial dos eletrodos da vela de ignição da pré-câmara (Fig. 53d).

Figura 53 –Malha superficial da simulação tridimensional



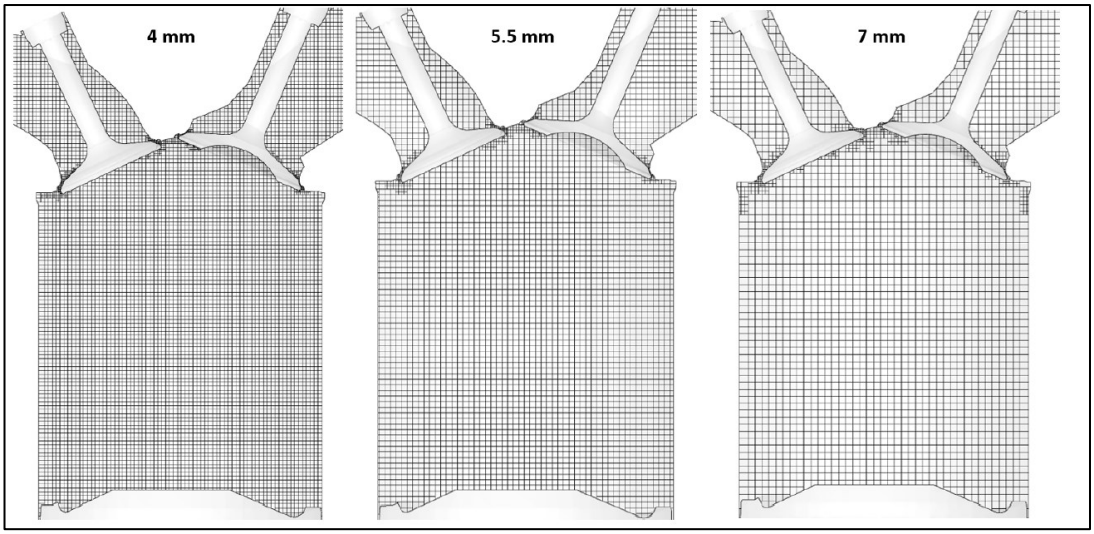
Fonte: Do próprio autor.

Com relação à geração da malha volumétrica, o programa *CONVERGE* difere da maioria dos programas de CFD tradicionais, pois ele não possui uma malha volumétrica única ao longo de toda a simulação, uma vez que o programa cria uma nova malha a cada passo de tempo com o objetivo de refina-la nas regiões onde o gradiente de velocidade ou temperatura são maiores do que os valores impostos pelo usuário (este recurso é denominado de refinamento de malha adaptativo, do inglês: *Adaptative Mesh Refinement* – AMR). Para as regiões onde os gradientes de velocidade ou temperatura não ultrapassam o valor especificado pelo usuário, o programa mantém o refinamento fixo imposto pelo usuário.

5.2.2.1 Teste de sensibilidade e criação da malha volumétrica

Para avaliar a qualidade da malha, foram realizados dois testes de sensibilidade de malha: um teste para a malha fixa e outro para o refinamento adaptativo. A definição da malha fixa inicia-se pela escolha do tamanho do maior elemento de malha, denominado malha base. A partir da definição da malha base, aplica-se então refinamentos fixos e refinamentos adaptativos para se obter a malha volumétrica final. A Figura 54 mostra os detalhes das malhas volumétricas testadas, sendo os tamanhos de malha base escolhidos iguais a 4 mm, 5,5 mm e 7 mm. Para os testes de sensibilidade da malha base, optou-se por utilizar elementos cúbicos (dx = dy = dz).

Figura 54 –Vista em corte da malha volumétrica para diferentes tamanhos base

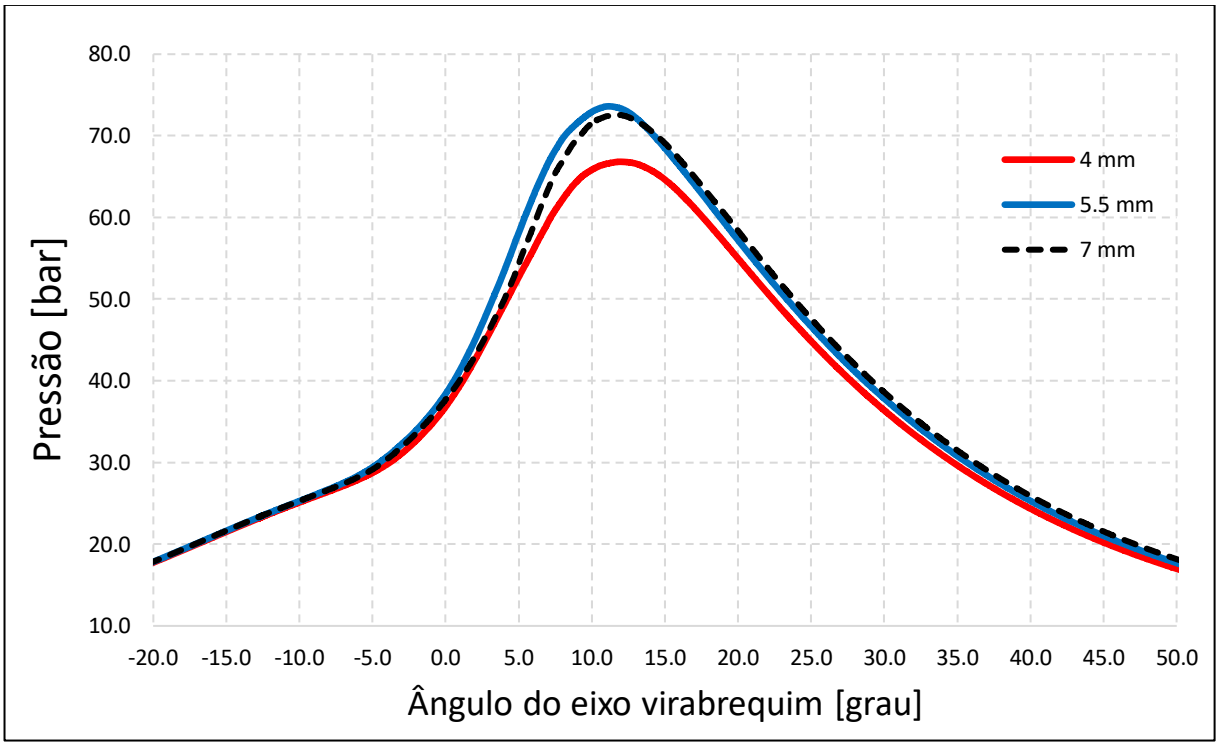


Fonte: Do próprio autor.

A Figura 55 ilustra as curvas de pressão no cilindro para os diferentes tamanhos de malha base testados para um ciclo na condição de 1500 rpm e 10,8 bar de IMEP para a configuração SI.

Conforme mostrado na Tabela 15, observa-se que a simulação com malha base de 4 mm produziu uma curva de pressão máxima no cilindro de 66,8 bar, ao passa que os valores para as malhas de 5,5 mm e 7 mm foram de 73,6 bar (variação de 10,2%) e 72,5 bar (variação de 8,5%), respectivamente. Com relação ao tempo de simulação, a configuração com malha base de 4 mm levou 9,1 h para ser concluída, ao passo que as simulações com malhas de 5,5 mm e 7 mm levaram 6,1 h (variação de -32,9 %) e 3,9 h (variação de -57,1 %), respectivamente. Os resultados mostram que aumentar o tamanho da malha de 4 mm para 5,5 mm produz uma grande variação na curva de pressão na câmara de combustão, porém a variação é significativamente menor quando o tamanho da malha base passa de 5,5 mm para 7 mm. Com relação ao custo computacional, observou-se que o tempo de simulação caiu consideravelmente tanto para o primeiro incremento do tamanho de malha, quanto para o segundo.

Figura 55 – Curvas de pressão na câmara de combustão para diferentes tamanhos de malha base



Fonte: Do próprio autor.

Tabela 15 – Tempo de simulação e pressão máxima no cilindro para simulações de diferentes tamanhos de malha (*em relação à malha de 7 mm)

Tamanho base [mm]	Tempo [h]	Var. do tempo* [%]	$P_{máx}$ [bar]	Var. da $P_{máx}$* [%]
4	9.1	0,0%	66,8	0,0%
5.5	6.1	-32,9%	73,6	10,2%
7	3.9	-57,1%	72,5	8,5%

Fonte: Do próprio autor.

Desse modo, pode-se concluir que a malha com o melhor desempenho é a de 4 mm, pois o refinamento do tamanho de malha base de 4 mm para 5,5 mm produziu uma grande sensibilidade no resultado de pressão na câmara de combustão. Porém, o custo computacional para realizar um grande número de simulações tridimensionais com uma malha base de 4 mm empregada em todo o domínio computacional seria muito alto, pois como mostrado na Figura 54a o domínio computacional do motor estudado é consideravelmente grande e isso acarretaria um elevado número de elementos de malha. Portanto, optou-se em utilizar uma malha base de 7 mm (que resulta em uma curva de pressão próxima àquela gerada pela malha de 5,5 mm) e aplicar vários refinamentos fixos e adaptativos em regiões estratégicas do domínio computacional, obtendo-se inclusive tamanhos de malha muito inferiores a 4 mm nestas regiões.

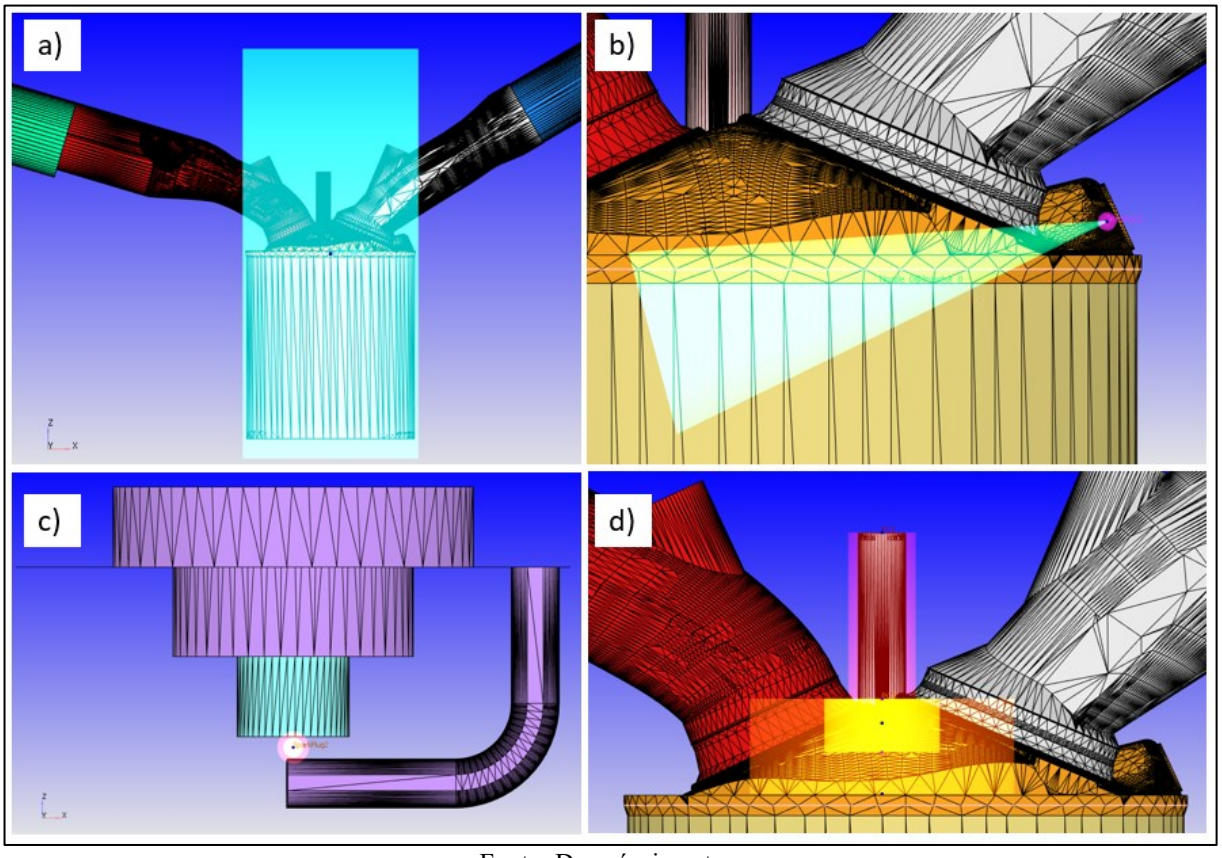
A escala do refinamento fixo pode ser calculada através do nível do refinamento fixo "n" e do tamanho da malha base "d_{base}", conforme apresentado pela Equação 56. Assim, o tamanho da malha diminui ou aumenta em relação ao tamanho base para valores de "n" positivos ou negativos, respectivamente (CONVERGENT SCIENCE, 2018).

$$Escala\ do\ ref.fixo = \frac{d_{base}}{2^n} \tag{56}$$

A Figura 56 apresenta as diversas regiões de refinamento fixo aplicadas no domínio computacional. A nomenclatura "refinamento fixo" se refere à questão espacial, ou seja, é um refinamento em uma região fixa no espaço, dentro do domínio computacional, podendo ser definida por geometrias como cilindro, esfera ou cubo, por exemplo. Portanto, o refinamento fixo pode ser cíclico (apenas em algum intervalo de ângulo) permanente. O refinamento fixo permanente de formato cilíndrico ilustrado na Figura 56a foi aplicado na região da câmara de combustão. Este cilindro possui diâmetro de 86 mm e altura de 100 mm (maiores que o diâmetro e curso do pistão) e escala de refinamento fixo de 2, resultando assim em um tamanho de malha

de 1,75 mm na região. Para o *spray* da injeção direta, foram feitos dois refinamentos fixos conforme mostrados na Figura 56b. O primeiro foi uma esfera de raio de 1 mm para a localização do bico do injetor e o segundo foi um tronco de cone de raio menor igual a 0,1 mm e raio maior de 10 mm. Ambas escalas de refinamentos fixos foram de 2, contudo estes refinamentos não foram ativados para o todo ciclo do motor como ocorreu para o refinamento fixo da câmara de combustão, sendo ativados somente no período da injeção. Para a centelha da vela de ignição (Fig. 56c), foram criadas duas esferas concêntricas de diâmetros de 0,4 mm e 0,25 mm, sendo as escalas de refinamento de 4 e 5, respectivamente. Conforme foi feito para a região do *spray*, o refinamento da centelha só foi ativado durante a sua duração. Criou-se também três regiões de refinamento cíclicos (-180° a 40°) para a pré-câmara: um cilindro de 10 mm de diâmetro e 28 mm de altura com escala 2 para a região do corpo da pré-câmara, um cilindro de 17 mm de diâmetro e 7 mm de altura com escala 5 para a região dos furos da pré-câmara e, por fim, um cilindro de 39 mm de diâmetro e 14 mm de altura com escala 2 para a região da ejeção dos jatos da pré-câmara na câmara principal, conforme mostrado na Figura 56d.

Figura 56 – Regiões de refinamento fixo aplicadas no domínio computacional



Fonte: Do próprio autor.

Os refinamentos fixos apresentados anteriormente são delimitados por alguma forma geométrica: cilindro, retângulo, esfera, cone, entre outras. Contudo, o *CONVERGE* também possui a opção de refinamento fixo próximo à parede, conhecido como refinamento fixo de fronteira, sendo este tipo de refinamento aplicado em um número de camadas de elementos de malha e escala de refinamento fornecidos pelo próprio usuário. Desse modo, foram criados dois refinamentos fixos de fronteira, sendo um para o ângulo da válvula de admissão e outro para o da exaustão. Esses dois refinamentos de fronteira foram feitos com escalas de 4 aplicado em 2 camadas de elementos de malha paralelas à parede. A Tabela 16 apresenta um resumo dos refinamentos fixos para a criação da malha volumétrica.

Tabela 16 – Resumo dos refinamentos fixos para a criação da malha volumétrica

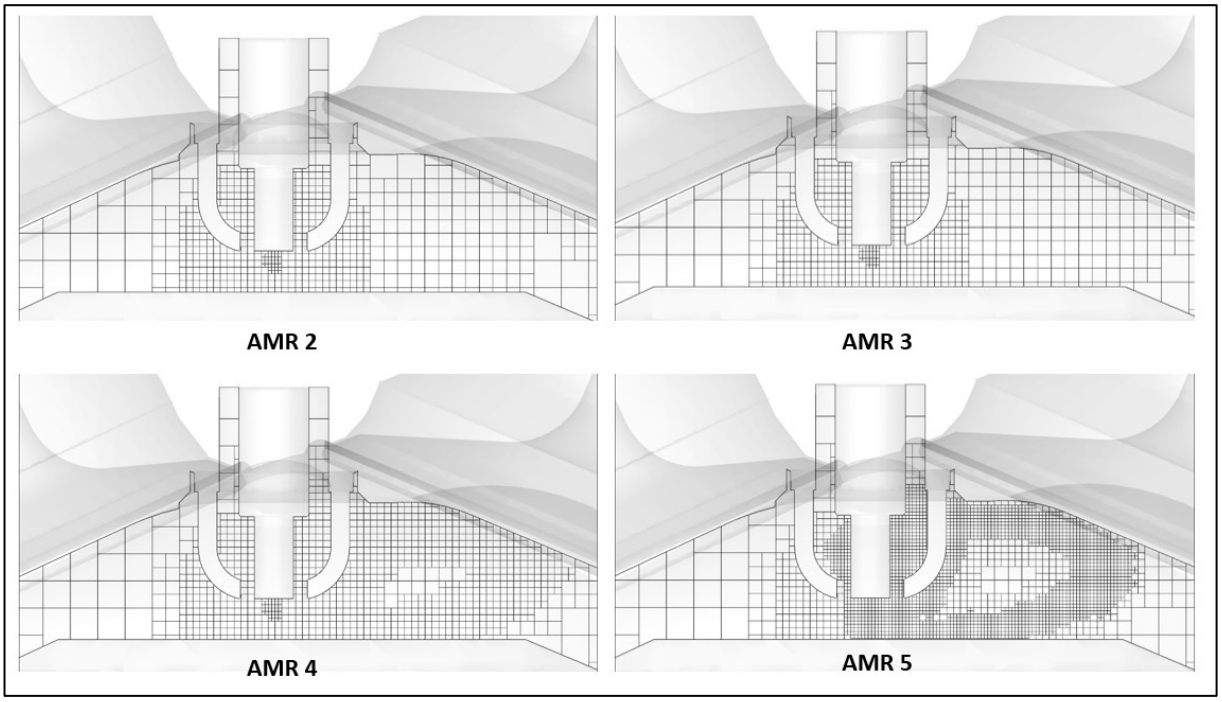
Região	Forma	Período	Escala	Níveis	Tamanho [mm]
Câmara Principal	Cilindro	Permanente	2	N/A	1,75
Vela de Ignição	Esférico	Cíclico	4	N/A	0,4375
Vela de Ignição	Esférico	Cíclico	5	N/A	0,2187
Ângulo válv. Adm.	Fronteira	Permanente	4	2	0,4375
Ângulo válv. Exa.	Fronteira	Permanente	4	2	0,4375
Injetor	Esférico	Cíclico	2	N/A	1,75
Injetor	Tronco cone	Cíclico	2	N/A	1,75
Pré-câmara	Cilindro	Cíclico	2	N/A	1,75
Pré-câmara	Cilindro	Cíclico	5	N/A	0,2187
Pré-câmara	Cilindro	Cíclico	4	N/A	0,4375

Fonte: Do próprio autor.

Definido os refinamentos fixos, foram feitos então testes de sensibilidade de malha aplicando-se o refinamento de malha adaptativo. O AMR utiliza as variações de temperatura ou velocidade como critério para refinamento. Diferentemente dos refinamentos fixos, não há uma correlação espacial no AMR, o refinamento ocorre em qualquer localização onde o critério de refinamento for atendido. Foram feitos diferentes testes na condição de 1500 rpm e 10,8 bar de IMEP para a configuração SI, variando-se a escala de refinamento do AMR de 2 a 5. Estes refinamentos de malha adaptativo se iniciam em 6,5° antes da centelha e se estende até o momento da abertura da válvula de exaustão. Os critérios foram iguais para as diferentes escalas de AMR testadas: variação de velocidade de 1 m/s ou variação de temperatura de 2,5 K entre as células adjacentes. Assim, quando é encontrada alguma variação de velocidade ou temperatura superior a estes valores, a malha é refinada de acordo com o nível da escala de AMR imposta pelo usuário.

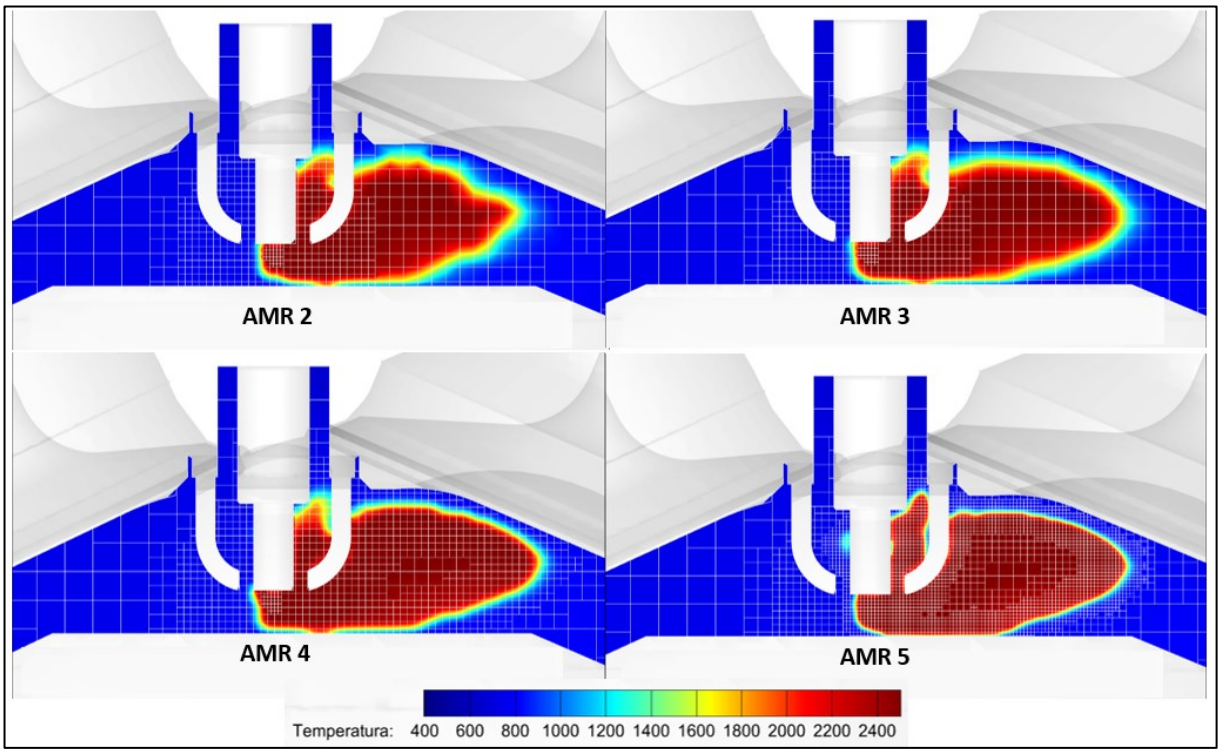
As Figuras 57 e 58 apresentam os detalhes da malha volumétrica e da frente de chama, respectivamente, próximo à região da vela de ignição para diferentes valores de escala de AMR no ângulo de -5,9° do eixo virabrequim.

Figura 57 – Malha volumétrica nas proximidades da vela de ignição no ângulo de -5,9° do eixo virabrequim para diferentes escalas de AMRs



Fonte: Do próprio autor.

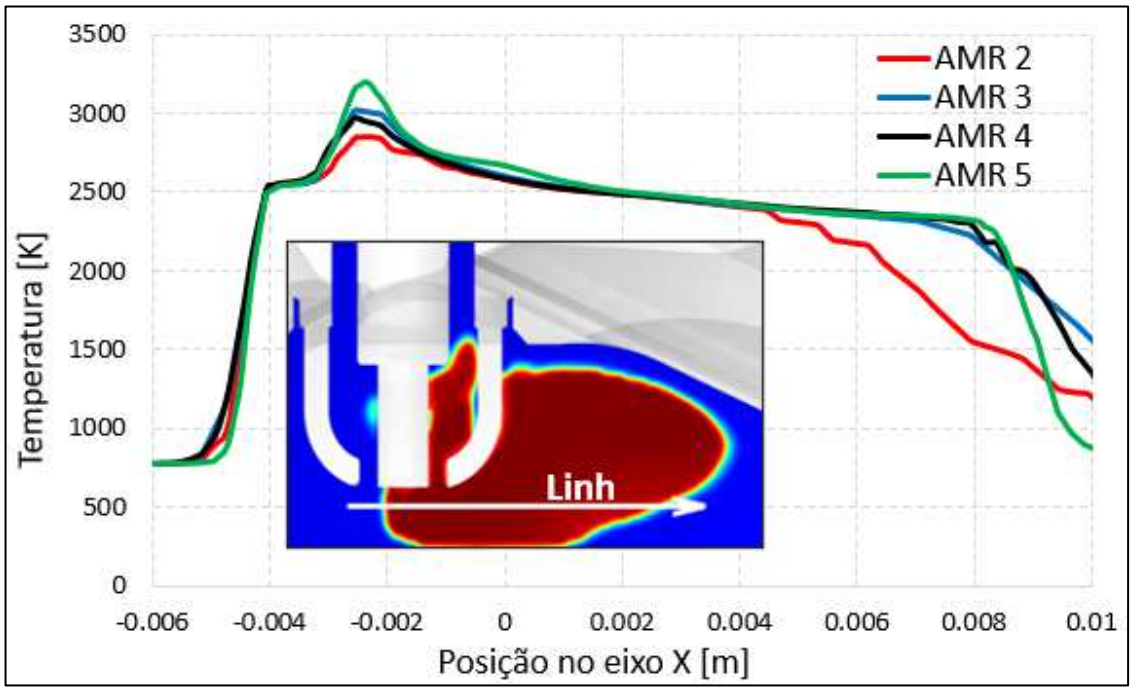
Figura 58 – Frente de chama nas proximidades da vela de ignição no ângulo de -5,9° do eixo virabrequim para diferentes escalas de AMRs



Fonte: Do próprio autor.

A partir da análise da Figura 58, observa-se que quanto maior a escala empregada no AMR, melhor é a definição do contorno da frente de chama. Porém, refinar demasiadamente a região da vela de ignição utilizando-se valores altos parara a escala de AMR exige um alto custo computacional. Conforme mostrado na Tabela 15, enquanto a variação no tempo de simulação do AMR 3 em relação ao AMR 2 foi de apenas 2,82%, a variação para os AMRs 4 e 5 foram de 171,83% e 761,17%, respectivamente. Além disso, conforme mostrado na Figura 59, observa-se que a temperatura média na região de ignição (obtida através dos valores de temperatura avaliados ao longo de uma linha na direção x que corta a região de ignição) foi bem próxima para as escalas de AMR 3 e 5.

Figura 59 – Temperatura ao longo da frente de chama nas proximidades da vela de ignição no ângulo de -5,9° para diferentes escalas de AMRs



Fonte: Do próprio autor.

Tabela 17 – Tempo de simulação e temperatura média ao longo da linha traçada na região de ignição

	Tempo [h]	Variação [%]	Temp. média [K]	Variação [%]
AMR 2	4.97	0	2091.58	0
AMR 3	5.11	2.82%	2125.79	1.64%
AMR 4	13.51	171.83%	2096.57	0.24%
AMR 5	42.8	761.17%	2118.67	1.30%

Fonte: Do próprio autor.

Uma vez que o AMR 3 produziu um bom contorno da frente de chama (Fig. 58), custo computacional relativamente baixo (Tabela 17) e pouca variação de temperatura na região e ignição (Fig. 59), esta escala de AMR foi empregada nas simulações realizadas neste trabalho.

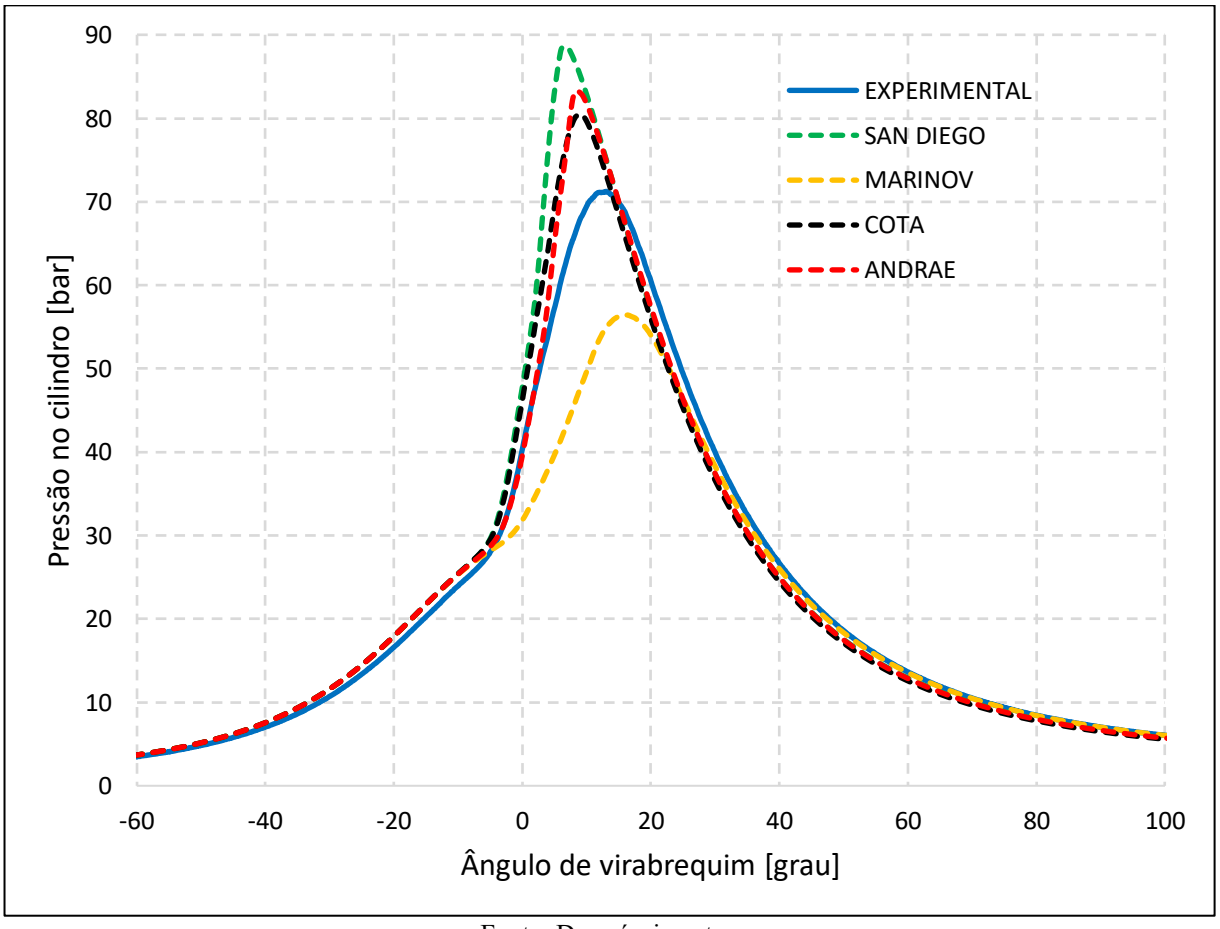
5.2.2.2 Teste de números de ciclos e de mecanismos de cinética química

O programa *CONVERGE* utiliza um *solver* de cinética química detalhada chamado SAGE que usa as propriedades físicas e químicas locais para calcular as taxas de reações da combustão com base no mecanismo de cinética química selecionado. O SAGE é totalmente acoplado ao *solver* do CFD, porém os dois operam de forma paralela e independente um do outro, diminuindo assim o tempo da simulação. Com o mecanismo cinético químico apropriado, o SAGE modela tanta a combustão quanto as emissões e as anomalias da combustão (pré-ignição, pós-ignição) de

forma preditiva (CONVERGENT SCIENCE, 2020). O solver *SAGE* foi inicialmente proposto por Senecal *et al.* (2003) e resolve os sistemas de equações diferenciais ordinárias através do CVODE *solver*, sendo este último pertencente ao pacote *SUNDIALS* (do inglês: *SUite of Nonlinear and DIfferential/ALgebaic equation Solvers*), descrito por Sundials (2022).

Para se determinar qual mecanismo cinético químico usar, foram realizados testes com quatro mecanismos para o etanol hidratado: Andrae (2008) com 672 reações e 143 espécies, Marinov (1999) com 351 reações e 56 espécies, Cota (2018) com 343 reações e 75 espécies e San Diego (2022) com 269 reações e 58 espécies, sendo este último baseado nos trabalhos de Curran (2019) e Gimenez-Lopes *et al.* (2016). Os testes foram feitos na condição de 1500 rpm e 10,8 bar de IMEP para a configuração SI. Nestes testes, o multiplicador global da taxa de reação dos mecanismos foi igual a 1, sendo este valor o padrão para o *CONVERGE*. A Figura 60 mostra as curvas de pressão na câmara principal em função do ângulo do eixo virabrequim para os diferentes mecanismos cinéticos químicos testados.

Figura 60 – Curvas de pressão na câmara de combustão para diferentes mecanismos cinéticos químicos



Fonte: Do próprio autor.

A Tabela 18 apresenta o tempo de simulação e a pressão máxima para os mecanismos cinéticos químicos testados. Também é calculada a variação no tempo de simulação em relação ao mecanismo de San Diego e a variação da pressão máxima na câmara de combustão em relação ao resultado experimental. Verifica-se que os mecanismos de San Diego, Andrae e Cota superestimaram a pressão máxima em 24,46 %, 16,98 % e 13,02 %, respectivamente, ao passo que o mecanismo de Marinov subestimou a pressão máxima em -20,76%. Com relação ao tempo de simulação, o mecanismo de Marinov foi o que demandou menor tempo computacional em relação ao mecanismo de San Diego (-48,30 %), seguido pelo mecanismo de Cota (-44,88 %) e por último o mecanismo de Andrae (-27,76 %).

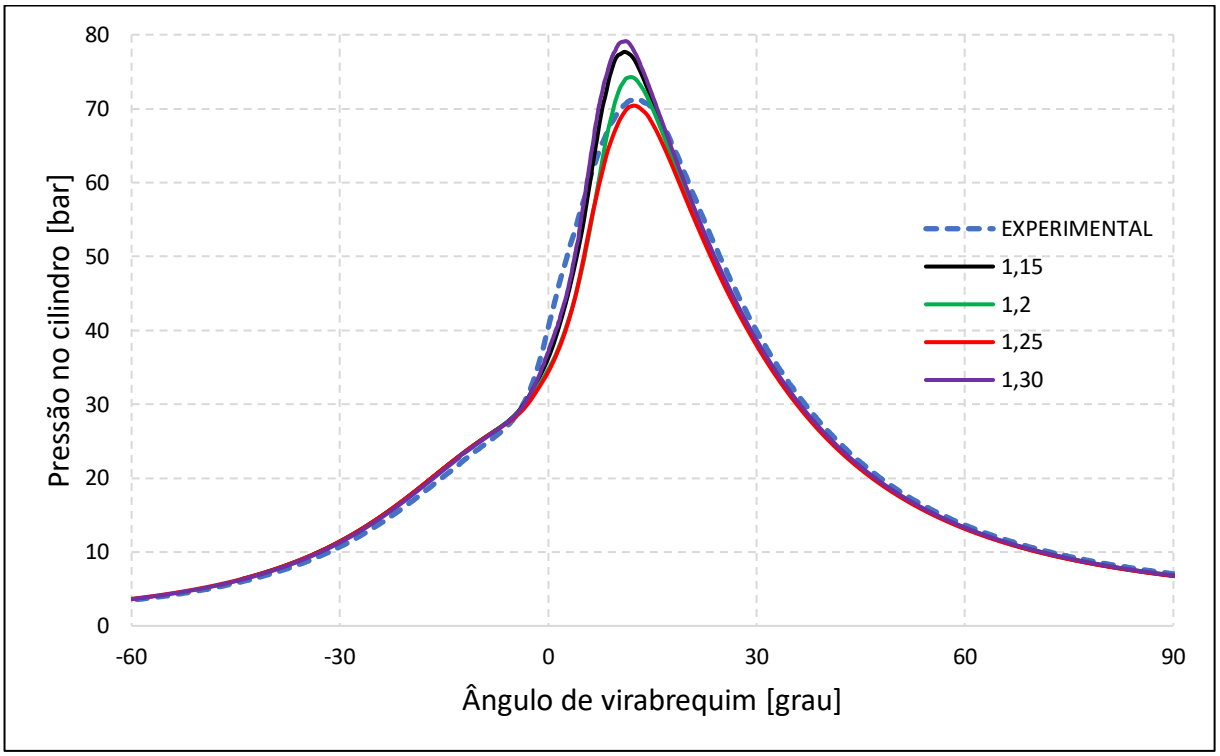
Tabela 18 – Tempo de simulação e pressão máxima para os mecanismos cinéticos químicos testados

	Tempo [h]	Variação [%]	Pressão. máx. [bar]	Variação [%]
Experimental	---	----	71,24	0,00
San Diego	36,45	0,00	88,67	24,46
Marinov	18,84	-48,30	56,45	-20,76
Cota	20,09	-44,88	80,51	13,02
Andrae	26,33	-27,76	83,34	16,98

Fonte: Do próprio autor.

Uma vez que o ajuste da curva de pressão pode ser feito através do multiplicador global da taxa de reação, o mecanismo adotado foi aquele que apresentou menor custo computacional: o mecanismo de Marinov (1999). A Figura 61 apresenta as curvas de pressão na câmara de combustão para diferentes valores de multiplicadores global da taxa de reação do mecanismo cinético químico selecionado. Os testes foram feitos na condição de 1500 rpm e 10,8 bar de IMEP para a configuração SI. Observa-se que para a configuração com a vela de ignição, o multiplicador igual a 1,25 é o que melhor ajusta a curva de pressão simulada à curva de pressão experimental, havendo uma diferença na pressão máxima no cilindro de apenas -1,14 %. Esse procedimento também foi feito para as demais configurações com pré-câmara e um multiplicador para cada caso foi determinado.

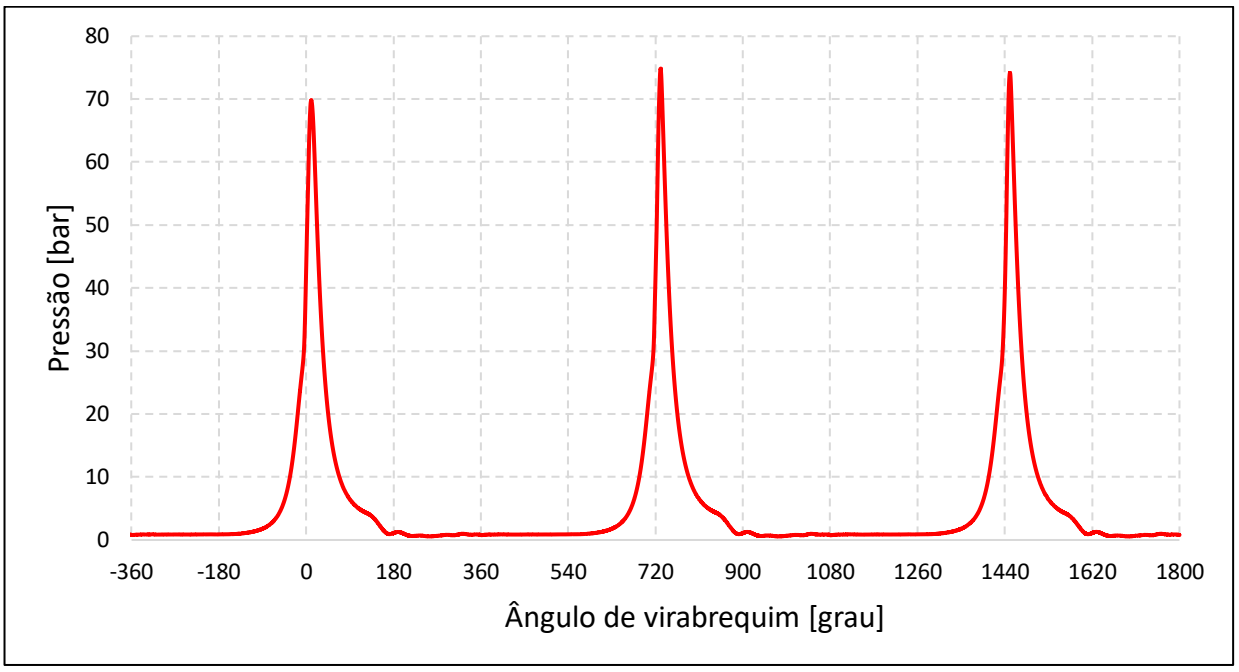
Figura 61 – Curva de pressão na câmara de combustão para diferentes multiplicadores da taxa de reação



Fonte: Do próprio autor.

Além dos testes de sensibilidade de malha e de mecanismos de cinética química, também foi investigada a variabilidade cíclica do modelo. A Figura 62 apresenta a curva de pressão na câmara de combustão para três ciclos. A pressão máxima foi de 69,82 bar, 74,82 bar e 74,14 bar para o primeiro, segundo e terceiro ciclo, respectivamente. Desse modo, observa-se que a variação desse parâmetro do primeiro para o segundo ciclo é de +7,17 %, ao passo que a variação do segundo para o terceiro ciclo é de apenas -0,91%, valor consideravelmente baixo. Assim, constata-se a necessidade de no mínimo 3 ciclos para que a variabilidade cíclica seja relativamente pequena e os resultados sejam independentes das condições iniciais.

Figura 62 – Variabilidade cíclica na curva de pressão na câmara de combustão

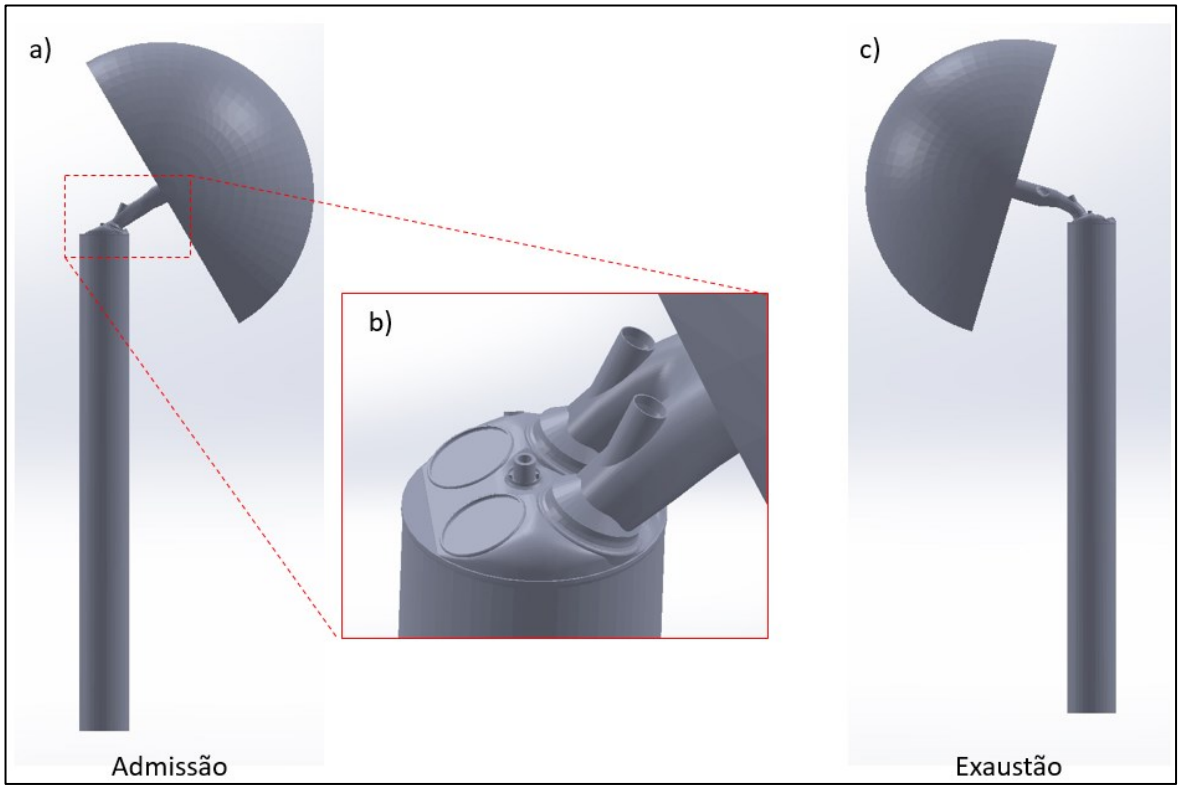


Fonte: Do próprio autor.

5.2.2.3 Coeficiente de descarga das válvulas

A fim de se calcular o coeficiente de descarga das válvulas de admissão e exaustão, foi necessária a construção de uma geometria que pudesse ser utilizada como domínio computacional das simulações para que elas correspondessem a um ensaio em banco de fluxo experimental. Para o cálculo do coeficiente de descarga da admissão, o duto de admissão foi removido (deixando-se apenas o pórtico de admissão) e uma semiesfera de raio de 250 mm foi adicionada na extremidade do pórtico de admissão (representando assim o ar atmosférico). Além disso, foi feita a remoção do pistão e as paredes do cilindro foram alongadas a um valor de dez vezes o diâmetro do cilindro para que o escoamento se tornasse completamente desenvolvido e a leitura do valor da vazão mássica se tornasse estável na saída do domínio computacional (BERGMAN; LAVINE, 2017). Já em relação ao sistema de exaustão, foi realizada a remoção tanto do pórtico de exaustão quanto o duto de exaustão, sendo fechada a região onde seria a válvula de exaustão.

Figura 63 –Geometria utilizada para o cálculo do coeficiente de descarga das válvulas de admissão e exaustão

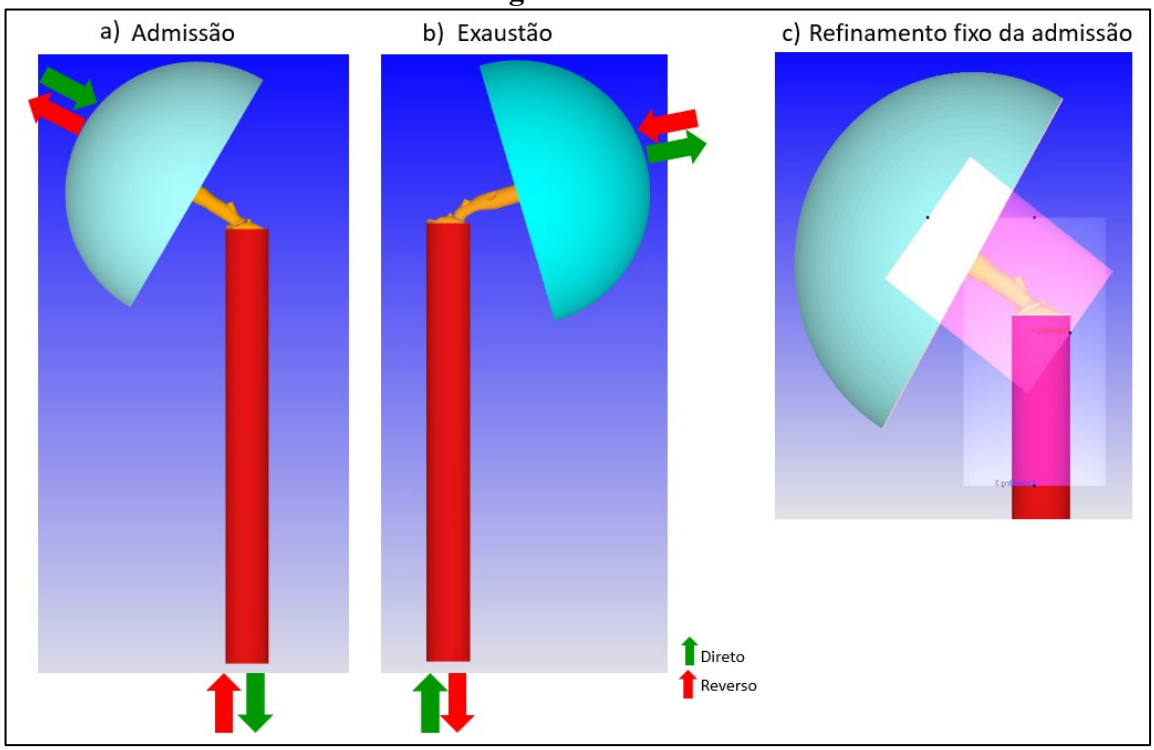


Fonte: Do próprio autor.

A Figura 63a apresenta a geometria utilizada para o cálculo do coeficiente de descarga da válvula de admissão. Para a obtenção da geometria para o cálculo do coeficiente de descarga das válvulas de exaustão (Figura 63c), o procedimento inverso foi realizado. Devido às suas características, tanto o processo de construção da geometria quanto o seu formato de exportação geraram falhas que comprometeram a sua importação em um programa de CFD (neste caso, o *CONVERGE*). Uma vez que o programa de CAD *SolidWorks* (aplicado para a construção das geometrias 3D) gera malhas superficiais com baixa qualidade, tornou-se necessário o tratamento destas malhas superficiais utilizando-se o programa *SpaceClaim*.

Após o tratamento da malha superficial, a geometria foi importada para o *CONVERGE* e suas oito fronteiras foram definidas: entrada, saída, haste da válvula, ângulo da válvula, parte inferior da válvula, sede da válvula, cilindro e cabeçote. Foi definida a temperatura de 300 K tanto para o ar ambiente quanto para as paredes do domínio. É importante ressaltar que há dois tipos de coeficiente de descarga: o direto e o reverso. O coeficiente de descarga direto é calculado seguindo o sentido normal do escoamento de ar na admissão (do ambiente para o motor) e o escoamento de gases na exaustão (do motor para o ambiente), conforme ilustrado na Figura 64a e 64b.

Figura 64 –Domínio computacional para simulação do coeficiente de descarga das válvulas



Fonte: Do próprio autor.

Para o cálculo do coeficiente de descarga direto da válvula de admissão, a semiesfera é considerada como a entrada do escoamento (pressão igual a 101325 Pa) e, para o direcionamento do escoamento, é imposta na saída do domínio uma redução de 10% da pressão de entrada (91192,5 Pa). Conforme mostrado por Blair e Cahoon (2010), a razão de pressões não influencia significativamente no valor do coeficiente de descarga, uma vez que tanto o valor da vazão mássica teórica e real são consideradas no cálculo. O levantamento inicial das válvulas de admissão foi de 1 mm e a duração da simulação foi de 10000 ciclos em regime permanente. Após a conclusão dos 10000 ciclos, a válvula foi deslocada em 1 mm e uma nova simulação foi iniciada com as mesmas condições descritas anteriormente. Esse procedimento foi realizado até que a válvula de admissão atingisse seu levantamento máximo de 10,19 mm, o que totalizou 11 simulações. As vazões mássicas médias foram extraídas por meio dos últimos 1000 ciclos. As condições foram as mesmas para o cálculo do coeficiente de descarga reverso da válvula de admissão, com a diferença de que a entrada do domínio é a extremidade do cilindro (com pressão de 101325 Pa) e a saída do domínio é a semiesfera (com pressão de 91192,5 Pa). O mesmo procedimento de deslocamento de válvula foi realizado totalizando novamente 11 simulações.

Para o cálculo do coeficiente de descarga das válvulas de exaustão direto e reverso foi adotado procedimento similar àquele das válvulas de admissão, com a diferença de que a

extremidade do cilindro é a entrada do domínio e a semiesfera é a saída para o coeficiente direto das válvulas de exaustão, sendo o coeficiente reverso caracterizado pelo sentido inverso. Desta forma, a válvula de exaustão foi deslocada até o seu levantamento máximo de 8,89 mm, o que totalizou 9 simulações para o escoamento direto e 9 simulações para o escoamento reverso, que, somadas às 22 simulações das válvulas de admissão, totalizam 40 simulações para o cálculo do coeficiente de descarga. Após os testes de sensibilidade de malha e de esforço computacional, verificou-se qual refinamento de malha deveria ser utilizado. Para todos os testes foram mantidos refinamentos fixo no assento das válvulas com 4 escalas de refinamento e 2 refinamentos fixos cilíndricos com 2 escalas de refinamento, conforme ilustrado na Figura 64c. Para a modelagem da turbulência, foi utilizado o modelo RNG k-ϵ.

5.2.2.4 Condições iniciais e de contorno

As condições iniciais e de contorno são essenciais para a solução de um modelo numérico. Como condições de contorno, foram utilizadas as curvas de pressão na admissão e na exaustão em função do ângulo do eixo virabrequim, obtidas experimentalmente. Os perfis das curvas de levantamento de válvulas de admissão e exaustão do motor monocilíndrico de pesquisa AVL 5495 foram obtidas por Lima (2018) e apresentados na Figura 40. As temperaturas de cada subdomínio foram obtidas através dos modelos numéricos unidimensionais, devido à dificuldade de obtê-las experimentalmente. Com relação às condições de inicialização, a admissão foi iniciada com uma mistura de 0,23 e 0,77 em fração mássica de oxigênio e nitrogênio. Já a região do cilindro e da exaustão foram iniciadas com uma mistura de 69,70% de N_2; 16,73% de CO_2; 11,03% de H2O; 2,45% de O_2 e 0,07% de CO, sendo estes valores os recomendados pela *CONVERGE* para as simulações de motores SI.

Com relação ao modelo de turbulência, foi utilizado o modelo RANS k-ϵ RNG. Todas as simulações se iniciaram no momento da abertura da válvula de exaustão, no ângulo de -595° do eixo virabrequim. Para a modelagem da centelha elétrica, a ignição foi dividida em duas fases: *breakdown* e *glow*. Na fase do *breakdown*, a liberação de calor foi realizada em um breve intervalo de tempo, sendo liberados 32 mJ em 0,5° do eixo virabrequim. Já na fase do *glow*, os mesmos 32 mJ foram liberados em um intervalo de tempo correspondente a 18° do eixo virabrequim, sendo estes valores baseados no trabalho de Vaz (2018). No que se refere ao modelo de emissões de poluentes, foram utilizados os modelos de Zeldovich e Hiroyasu-NSC para a formação de NOx e particulados, respectivamente. Para o processo de atomização do combustível foi aplicado o modelo de *Blob* para a quebra primária do spray e o modelo combinado *KH-RT* para a quebra

secundária. Além disso, foi aplicado o modelo de *Flossing* para a evaporação do spray, o modelo de *O'Rourke* para a interação do filme líquido com as paredes da câmara de combustão, o modelo *NTC* para o fenômeno de colisão e coalescência das gotas e o modelo *TAB* para o arrasto das gotas, conforme as recomendações de Converge (2020). Os dados da geometria do injetor como número e diâmetro de furos foram fornecidos pelo fabricante.

5.2.2.5 Escoamento de enchimento na pré-câmara e tipos de visualizações de resultados

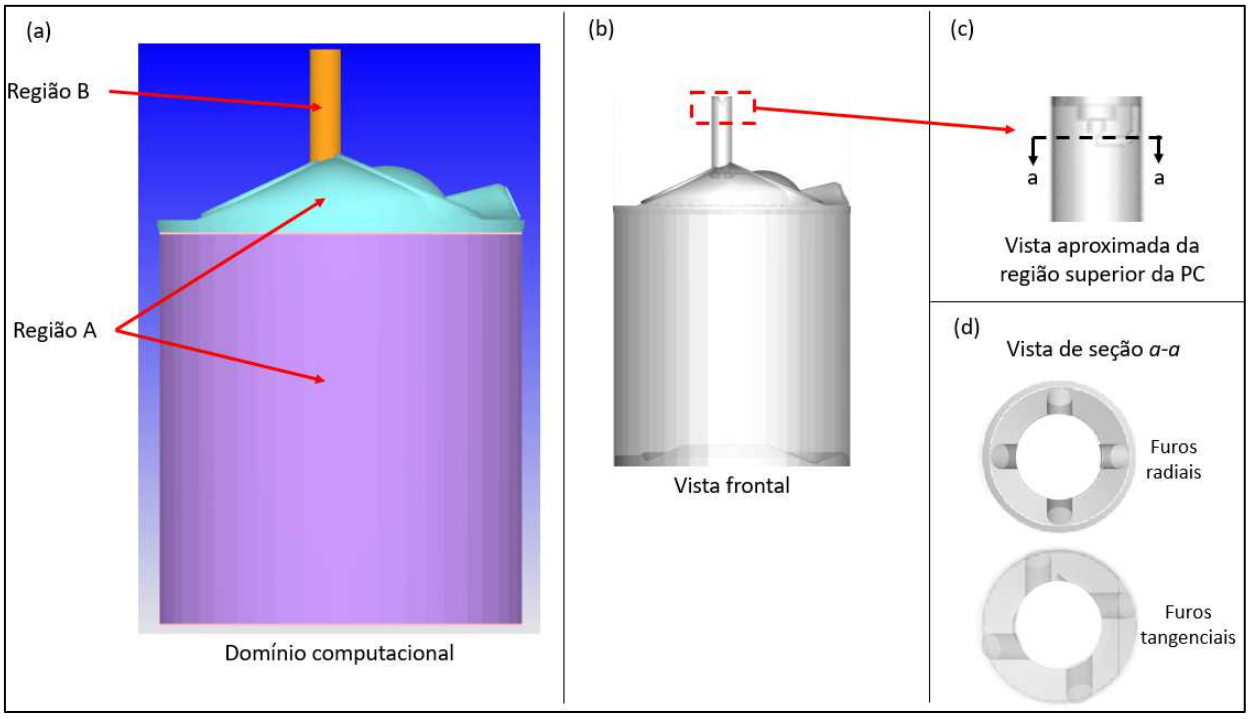
A combustão em um motor operando com pré-câmara é um fenômeno um tanto quanto complexo. Além do processo de conversão dos reagentes em produtos, há ainda outros fenômenos tais como formação da mistura de ar e combustível, o nível de turbulência do fluido no interior da câmara de combustão, a transferência de calor entre o fluido e as paredes do motor e da pré-câmara e a retenção de gases residuais provenientes da combustão na pré-câmara ocorrida em ciclos anteriores. Sabe-se também que o estado da mistura de ar e combustível no interior da pré-câmara no instante inicial do processo de combustão, isto é, no momento da liberação de calor inicial promovido pela centelha da vela de ignição, é crucial para o bom desenvolvimento da frente de chama.

O progresso da chama na pre-câmara depende, neste estágio, da composição do gás e da turbulência entre os eletrodos da vela de ignição. Um bom início não é apenas um início rápido, mas também deve ser um início estável, isto é, que se repete sempre da mesma forma. Uma instabilidade da ignição na pre-câmara se reflete sobre todo o processo de combustão, podendo afetar significativamente o desempenho do motor. Assim, a ignição na pre-câmara é um momento especialmente crítico. Desse modo, foram realizadas simulações utilizando-se o programa *CONVERGE* para a determinação do nível de energia cinética turbulenta, do acúmulo de gases residuais e do campo de velocidade do fluido no instante que antecede a centelha.

O domínio computacional utilizado nas simulações é mostrado na Figura 65a. Esta geometria é composta pelo volume interno da câmara de combustão principal (Região A) e pelo volume interno da pré-câmara (Região B). Tanto a válvula de exaustão quanto a válvula de admissão foram fechadas. A simulação se inicia com o pistão no PMI e termina com o pistão no PMS, representando assim o tempo de compressão do motor. No instante inicial, o fluido na Região A é o ar a 300 K e o fluido na região B é o ar a 2000 K, simulando assim o efeito de enchimento da pré-câmara e a troca gasosa entre os gases queimados remanescentes e a mistura de ar e combustível sem a ocorrência de fenômenos mais complexos tais como a atomização do *spray* de combustível, o processo de combustão e a formação de poluentes. As pressões iniciais

em ambas as câmaras foram consideradas como atmosféricas, a velocidade do motor foi de 3000 rpm e os resultados extraídos foram próximos ao instante típico da liberação da centelha, a -30° do eixo virabrequim em relação ao PMS de compressão. As Figuras 65b e 65d mostram a vista frontal e a vista em seção resultante de um corte na região de ignição, conforme mostrado na Figura 65c. Também é ilustrado a diferença entre os furos radiais e furos com "*offset*" ou tangenciais (Figura 65d).

Figura 65 – Domínio computacional a), vista frontal b), região de ignição c) e vista em corte d) para as simulações de enchimento da PC

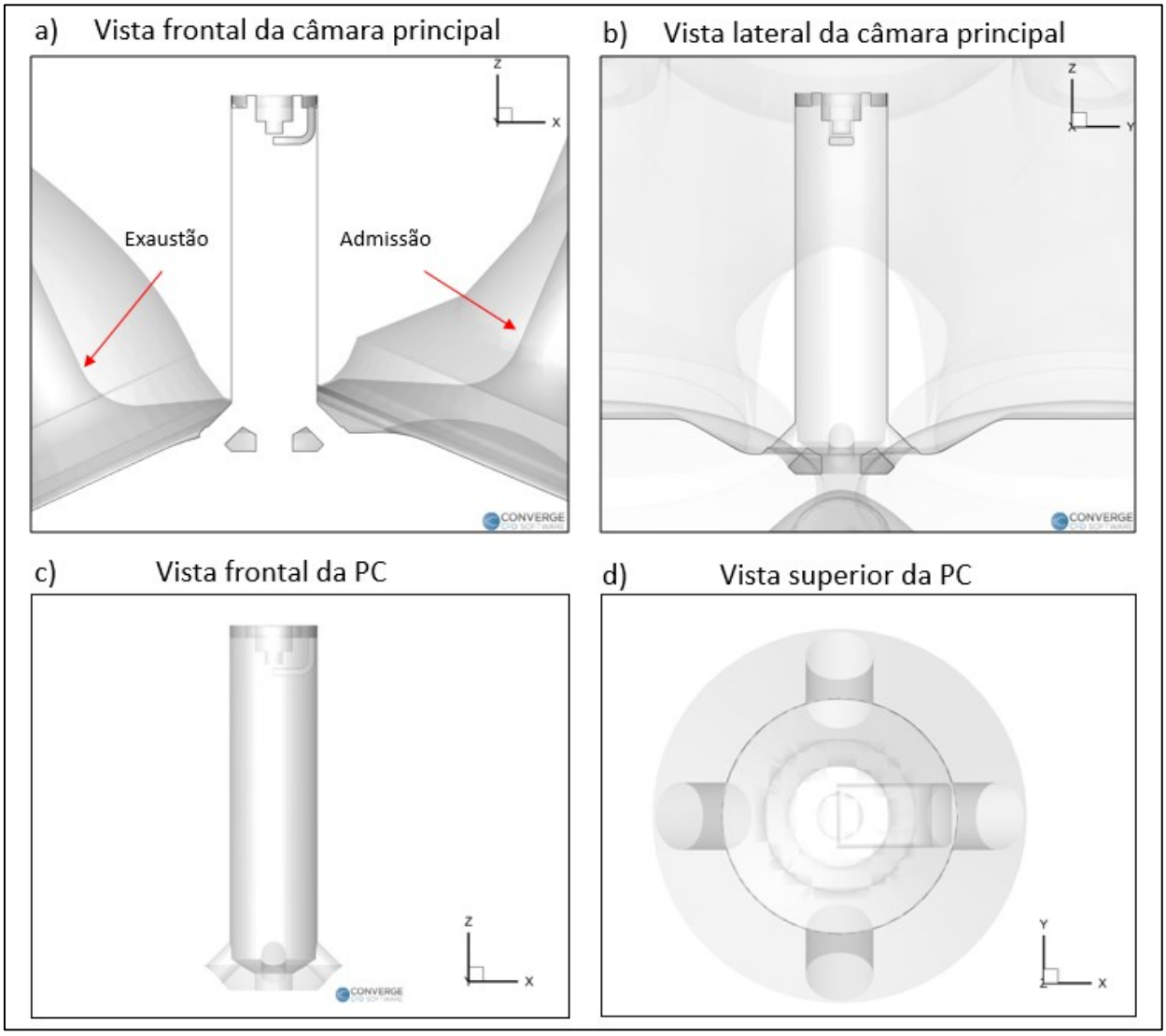


Fonte: Do próprio autor.

Os resultados analisados foram a energia cinética turbulenta, o campo de velocidade e o passivo escalar dos fluidos das Regiões A e B. Passivo escalar (ou escalar passivo) é uma quantidade que não está ativamente envolvida no escoamento da massa na simulação. Por ser considerado como um "rastreador" aplicado ao fluido em escoamento, produz um efeito desprezível nas propriedades termodinâmicas do fluido e não altera a solução das equações de transporte. Ao fluido da Região A foi atribuído o passivo de valor 0 e ao fluido da Região B foi atribuído o valor de 1.

Da mesma forma que diferentes vistas foram utilizadas para se analisar os resultados de enchimento da pré-câmara, também foram definidas visualizações similares para se extrair os resultados das simulações com o modelo de simulação completo (com *spray*, combustão e formação de poluentes), conforme mostrado na Figura 66.

Figura 66 – Vista frontal da câmara principal a), vista lateral da câmara principal b), vista frontal da PC c) e vista superior da PC d) para as simulações tridimensionais com modelo completo



Fonte: Do próprio autor.

5.3 Considerações finais

A metodologia apresentada neste capítulo descreveu os materiais e aparatos utilizados para a realização dos testes experimentais, bem como detalhou o projeto das pre-câmaras a serem estudadas, os procedimentos para realização dos testes no motor e para a caracterização do spray, além dos cálculos para a medição das emissões específicas e das incertezas de medição. Com relação aos modelos numéricos, foi apresentada a metodologia para as simulações unidimensional e tridimensional, indicando-se as condições iniciais e de contorno a serem aplicadas.

Assim, observa-se que esta metodologia, empregando-se testes experimentais e simulações numéricas de forma iterativa, permite a elaboração de um projeto de pré-câmara

otimizada em relação à eficiência de conversão de combustível e às emissões de gases poluentes para as condições de cargas e rotações escolhidas.

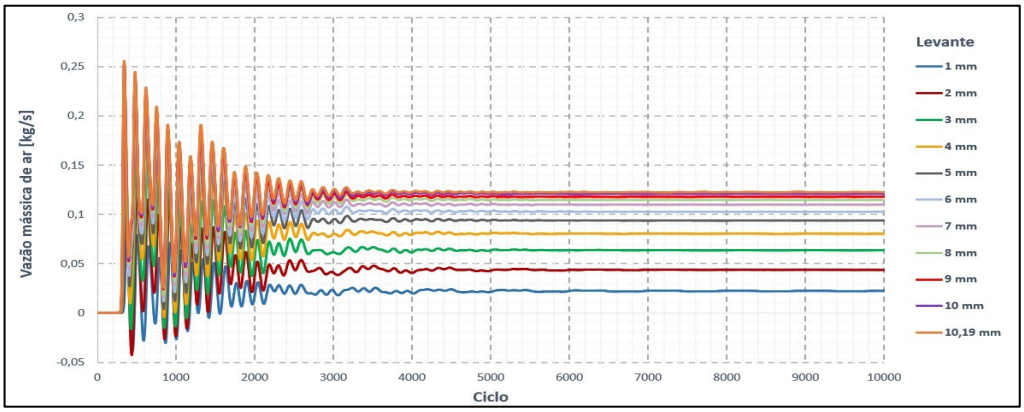
6 RESULTADOS

Os resultados apresentados neste trabalho foram divididos em quatro partes. A primeira seção compreende todos os resultados auxiliares, isto é, os que não correspondem necessariamente aos objetivos finais deste trabalho, mas que são importantes para auxiliar e possibilitar a realização dos testes experimentais e das simulações. Na segunda seção, são analisados os resultados da fase 1 de testes, discutindo-se e correlacionando-se os resultados experimentais e numéricos. A partir dessas análises, são feitas extrapolações com o modelo numérico validado com o objetivo de se obter indicações de qual geometria de pré-câmara pode apresentar melhores resultados, constituindo-se assim a terceira seção deste capítulo. A quarta seção apresenta os resultados da segunda fase de testes experimentais com as geometrias de pré-câmara indicadas pelas simulações numéricas, sendo seguida pela quinta seção que contém as suas extrapolações numéricas. Por fim, a sexta e última seção é dedicada a apresentar e analisar os resultados da geometria de pré-câmara otimizada.

6.1 Resultados auxiliares

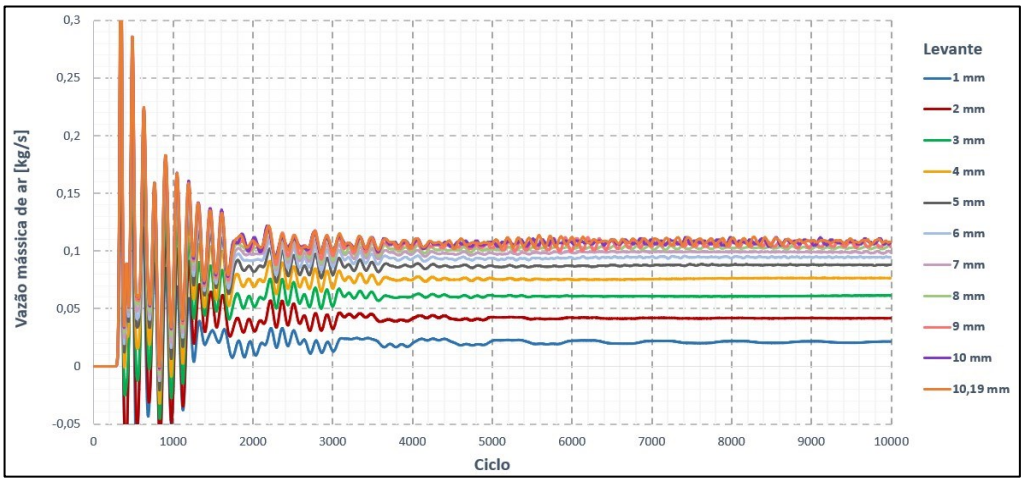
As Figuras 67 e 68 apresentam os resultados da vazão mássica de ar para admissão com escoamento direto e reverso, respectivamente; ao passo que as Figuras 69 e 70 apresentam os resultados da vazão mássica de ar para exaustão com escoamento direto e reverso, respectivamente. Esses resultados são utilizados como condições de contorno das válvulas no modelo numérico unidimensional.

Figura 67 – Vazão mássica instantânea nas válvulas de admissão com escoamento direto



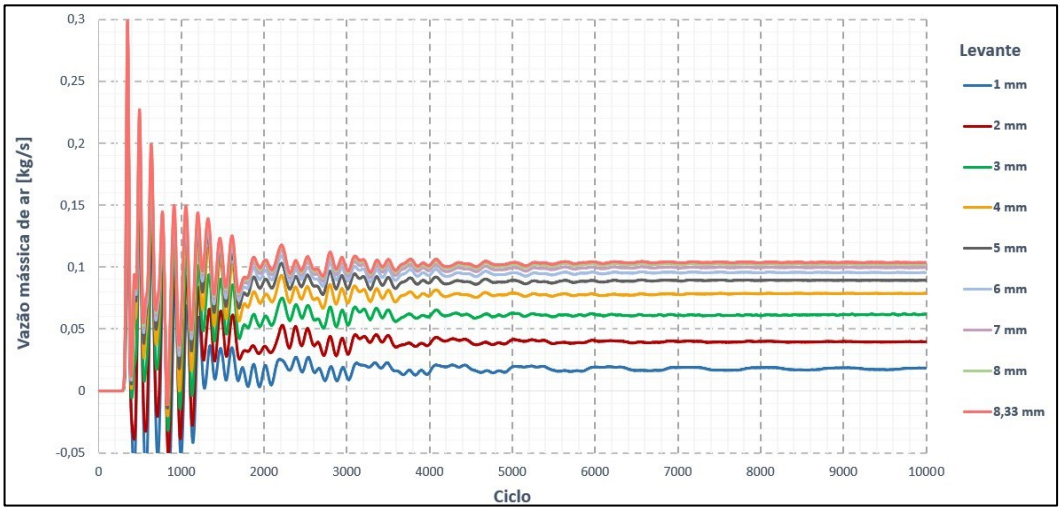
Fonte: Do próprio autor.

Figura 68 – Vazão mássica instantânea nas válvulas de admissão com escoamento reverso



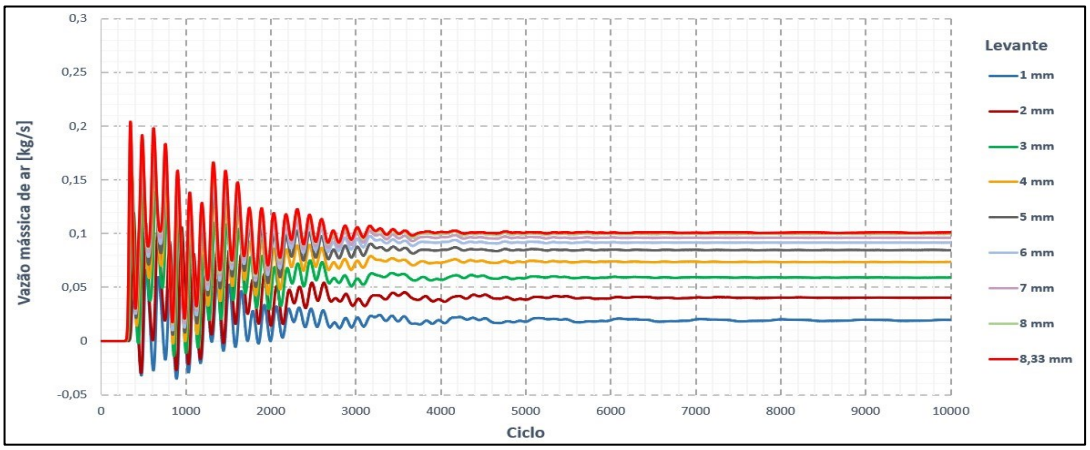
Fonte: Do próprio autor.

Figura 69 – Vazão mássica instantânea nas válvulas de exaustão com escoamento direto



Fonte: Do próprio autor.

Figura 70 – Vazão mássica instantânea nas válvulas de exaustão com escoamento reverso



Fonte: Do próprio autor.

Os valores de vazão mássica de ar apresentados são por válvula, porém o motor monocilíndrico de pesquisa estudado possui duas válvulas para a admissão e duas para a exaustão. O programa *GT-POWER* permite duas abordagens distintas para o cálculo de coeficiente de descarga através da Equação 10: utilizando-se como área de referência a área de cortina da válvula (que varia de acordo com o deslocamento de válvula) ou ainda a área sede da válvula (que é constante), sendo a segunda adotada neste trabalho. Os valores dos coeficientes de descarga para a válvula de admissão e exaustão são apresentados na Tabela 19. Estes dados foram utilizados em todos os modelos numéricos unidimensionais utilizados neste trabalho.

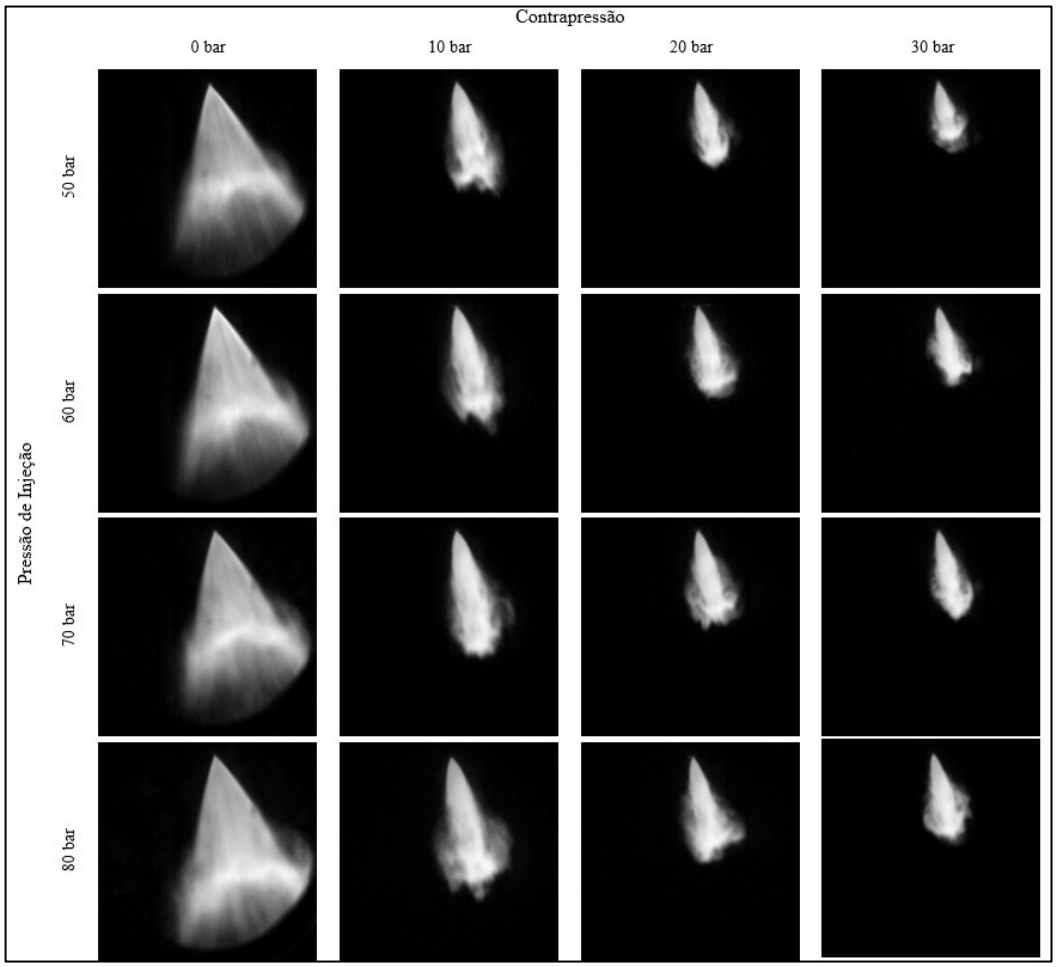
Tabela 19 – Coeficiente de descarga para a admissão e exaustão

	Admissão				Exaustão			
	Escoamento Direto		Escoamento Reverso		Escoamento Direto		Escoamento Reverso	
	ṁ (kg/s)	Cd (-)	ṁ (kg/s)	Cd (-)	ṁ (kg/s)	Cd (-)	ṁ (kg/s)	Cd (-)
1,00	0,011	0,084	0,011	0,080	0,010	0,107	0,009	0,099
2,00	0,022	0,166	0,021	0,159	0,020	0,224	0,020	0,221
3,00	0,032	0,241	0,031	0,232	0,029	0,328	0,031	0,344
4,00	0,040	0,305	0,038	0,291	0,037	0,409	0,039	0,438
5,00	0,047	0,356	0,044	0,334	0,042	0,471	0,045	0,497
6,00	0,051	0,390	0,047	0,359	0,046	0,510	0,048	0,532
7,00	0,055	0,417	0,049	0,376	0,048	0,535	0,050	0,554
8,00	0,057	0,435	0,051	0,390	0,050	0,554	0,051	0,568
8,33	---	---	---	---	0,050	0,562	0,052	0,577
9,00	0,059	0,447	0,053	0,402	---	---	---	---
10,00	0,060	0,459	0,054	0,409	---	---	---	---
10,19	0,061	0,466	0,054	0,412	---	---	---	---

Fonte: Do próprio autor.

A Figura 71 apresenta as imagens provenientes dos testes experimentais de caracterização de *sprays*, sendo mostradas as visualizações obtidas em todas as condições de pressão de injeção e contrapressão para o instante específico de 1,4 ms após o início da injeção. Esses resultados são aplicados no modelo de spray nas simulações tridimensionais. Uma análise qualitativa das imagens da Figura 71 permite observar que, para uma dada pressão de injeção constante, a penetração diminui com o aumento da contrapressão. Além disso, para uma dada contrapressão constante, a penetração do spray aumenta com o aumento da pressão de injeção. Os ângulos de cone para as contrapressões de 10, 20 e 30 bar são substancialmente menores que os ângulos de cone dos *sprays* injetados em ambiente à pressão atmosférica. A maior mudança nos ângulos de cone ocorre em todos os casos de pressão de injeção quando aumenta-se a contrapressão de 0 bar (atmosférica) para 10 bar.

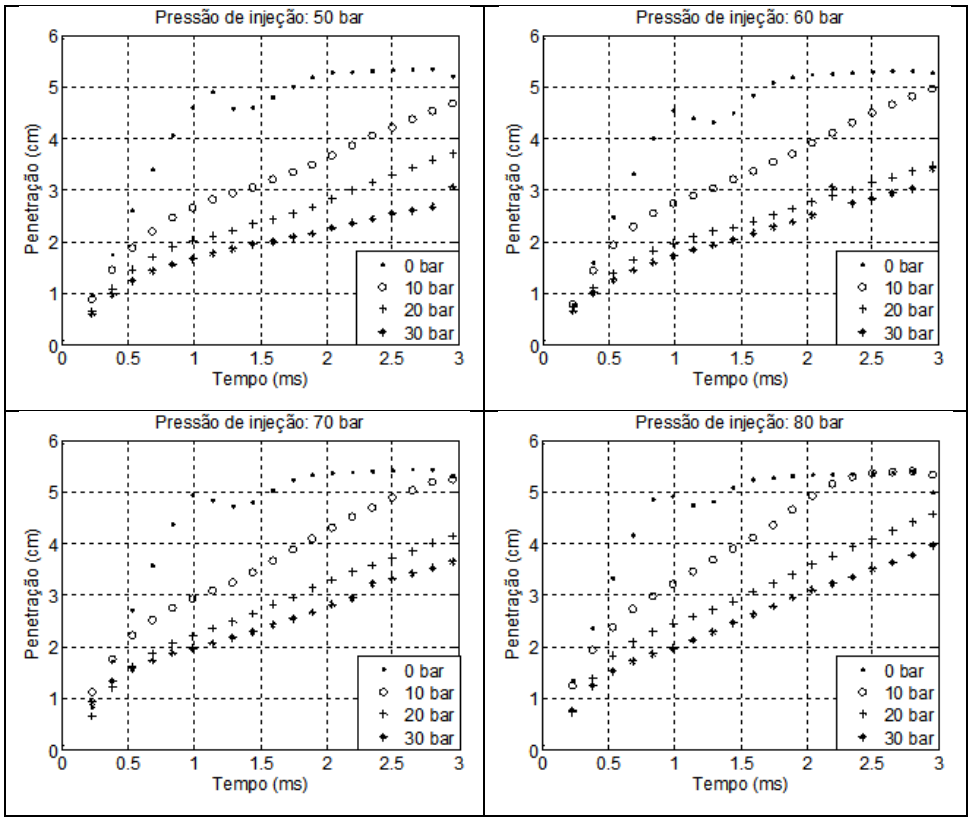
Figura 71 – Imagens pré-processadas dos sprays para 1,4 ms após o início da injeção



Fonte: Do próprio autor.

A Figura 72 apresenta o efeito da contrapressão na penetração dos sprays injetados para cada pressão de injeção estudada. O intervalo de tempo no eixo horizontal corresponde à duração da injeção que foi de 3 milissegundos.

Figura 72 – Análise do efeito da contrapressão na penetração dos *sprays* injetados para cada pressão de injeção

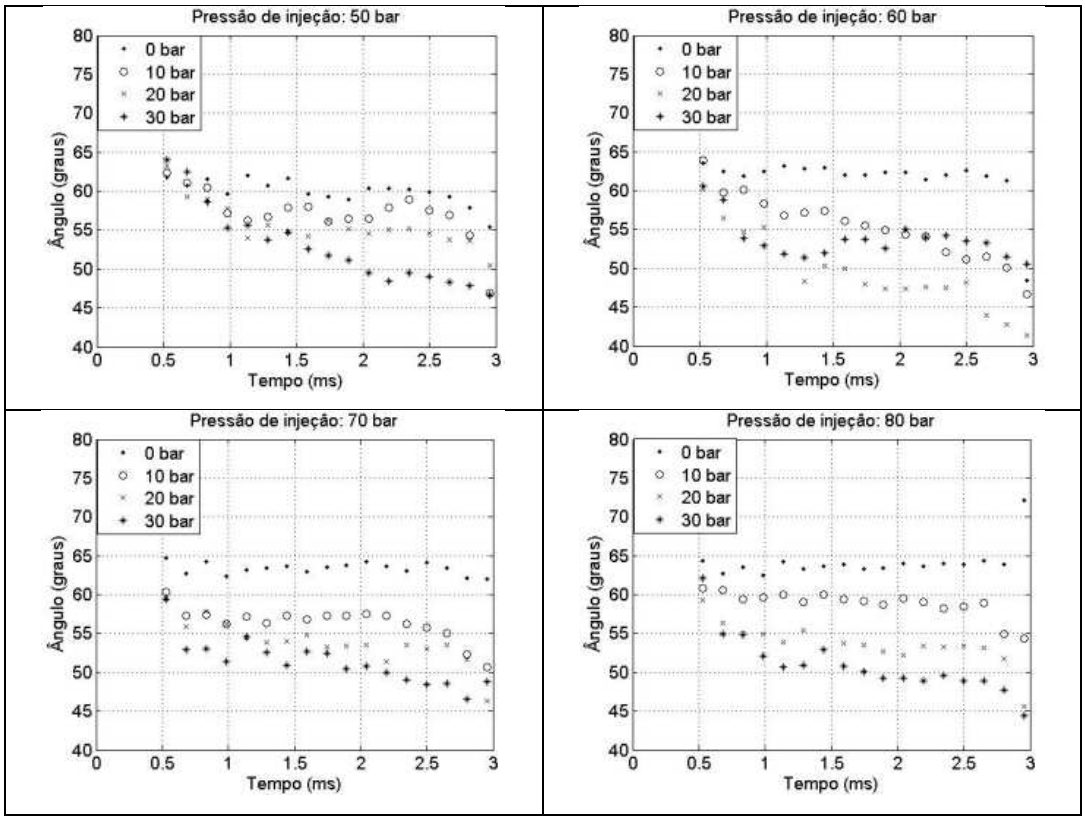


Fonte: Do próprio autor.

A Figura 72 apresenta, de forma quantitativa e mais ampla, o que foi observado qualitativamente através da Figura 71: para uma dada pressão de injeção fixa, a penetração diminui com o aumento da contrapressão. As diferenças de penetração com as diferentes contrapressões são pequenas no início da injeção, mas vão tornando-se progressivamente maiores à medida que instantes de tempo maiores (mais próximos do fim da injeção) são considerados. O efeito da contrapressão no ângulo de cone dos sprays injetados para cada pressão de injeção estudada é mostrado na Figura 73. Verifica-se que o ângulo de cone decresce conforme o aumento da contrapressão. Além disso, observa-se que o comportamento geral é de redução do ângulo de cone à medida que se aumenta a pressão de injeção.

Todos os resultados dos testes de caracterização de spray aqui apresentados foram utilizados para a calibração do *spray* no modelo tridimensional do CONVERGE.

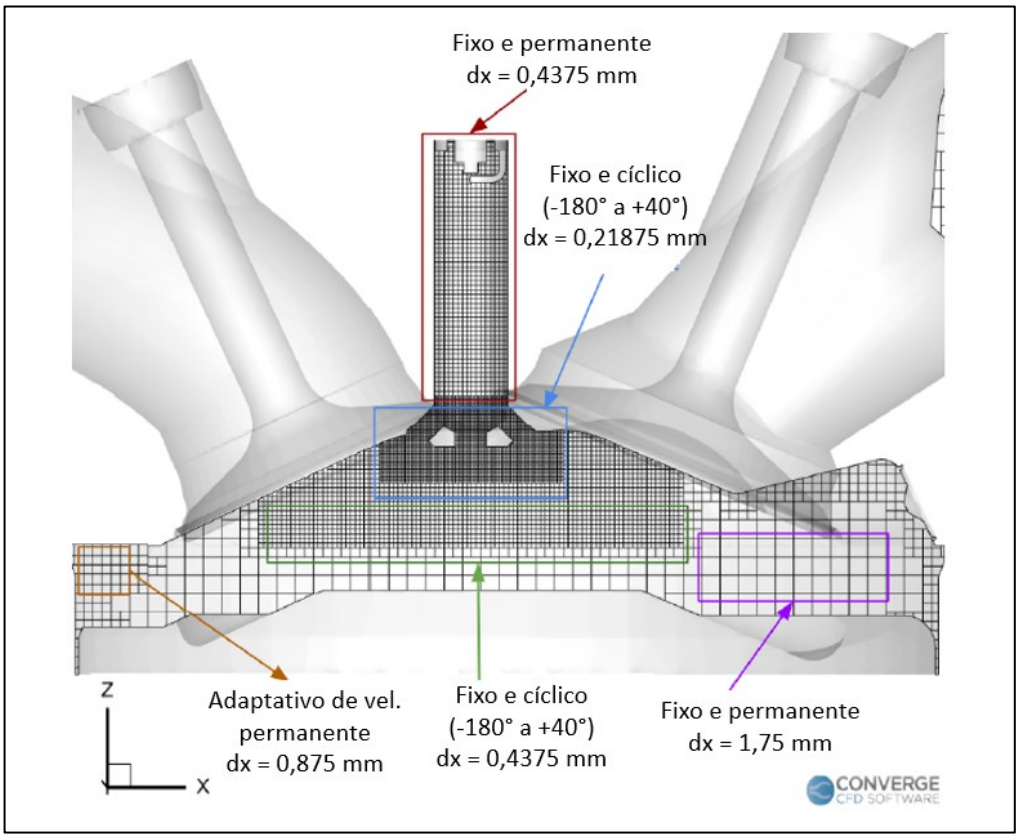
Figura 73 – Análise do efeito da contrapressão no ângulo de cone dos *sprays* injetados para cada pressão de injeção



Fonte: Do próprio autor.

A Figura 74 apresenta o resultado do refinamento de malha volumétrica no CONVERGE para a configuração PC_b_1Ø3_4Ø2 no ângulo de -5,5° do eixo virabrequim, no ponto de operação P1.

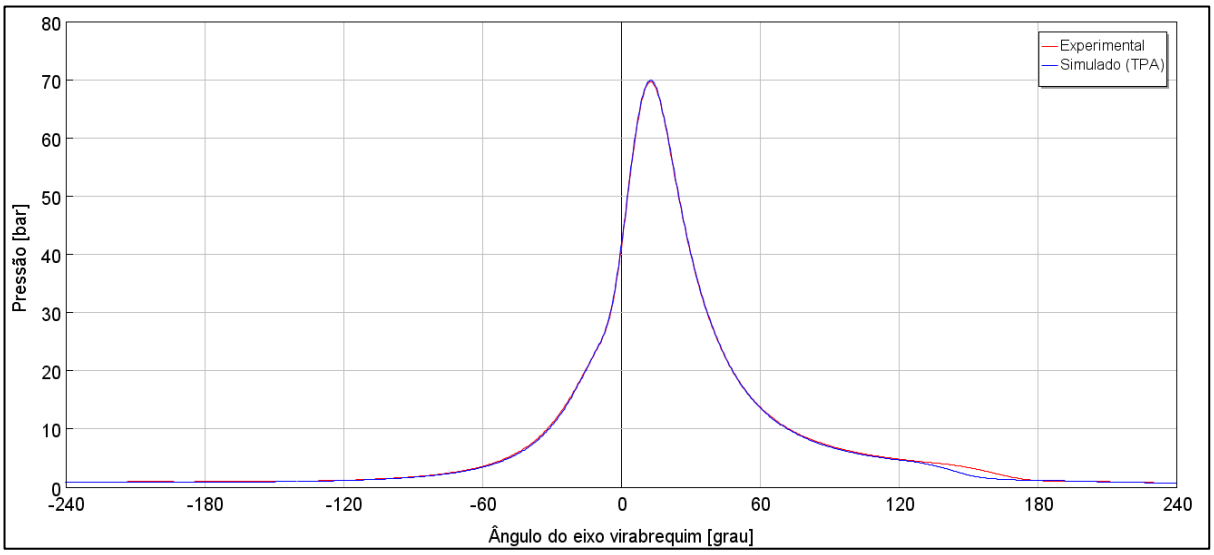
Figura 74 – Refinamento da malha volumétrica no CONVERGE para a configuração PC_b_1Ø3_4Ø2 no ângulo de -5,5° do eixo virabrequim



Fonte: Do próprio autor.

Para que os modelos numéricos sejam representativos em relação à geometria e condições de operação testados, torna-se necessária a validação experimental destes modelos. A Figura 75 apresenta a curva de pressão na câmara de combustão principal do teste experimental e da simulação numérica empregando-se o modelo TPA, para a configuração SI no ponto P1. Uma vez que a curva de pressão é medida diretamente pelo transdutor de pressão, sem a necessidade da aplicação de nenhum modelo teórico como ocorre para o cálculo da temperatura do fluido no interior da câmara de combustão ou ainda da taxa de liberação de calor, ela foi escolhida como o principal parâmetro a ser avaliado na validação experimental dos modelos numéricos. Observa-se uma boa concordância entre as curvas experimental e simulada, indicando que o modelo numérico utilizado é capaz de reproduzir os fenômenos termodinâmicos decorrentes da operação do motor.

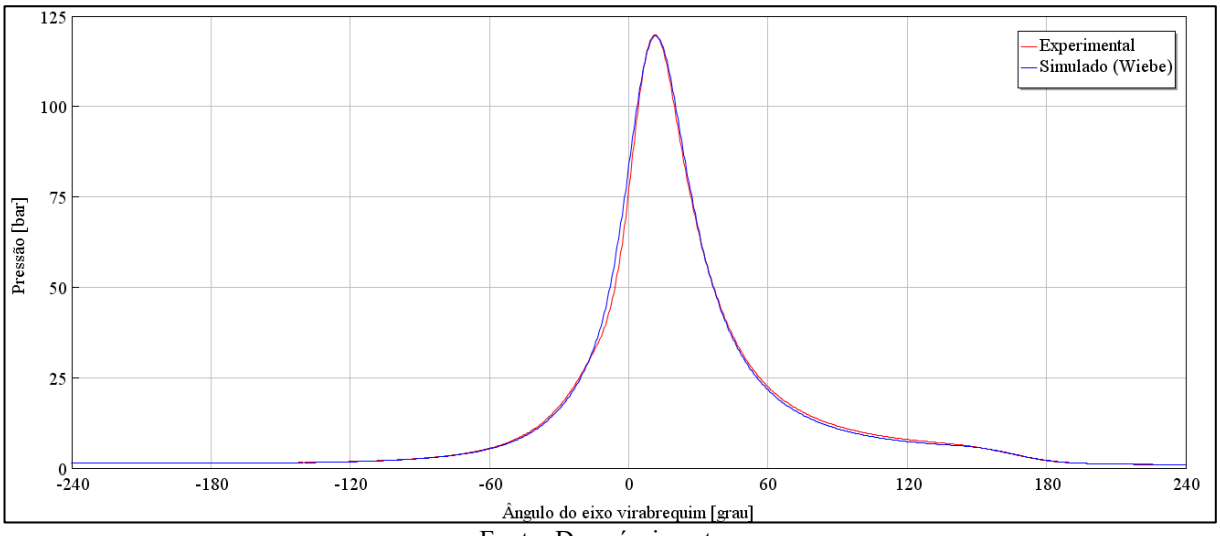
Figura 75 – Curva de pressão na câmara de combustão principal para o modelo TPA no ponto P1 da configuração SI.



Fonte: Do próprio autor.

Da mesma forma, a Figura 76 ilustra as curvas de pressão na câmara de combustão principal do teste experimental e da simulação numérica empregando-se o modelo Wiebe, para a configuração SI no ponto P3. Da mesma forma que ocorreu para o modelo TPA, o modelo Wiebe também apresentou uma boa concordância entre as curvas.

Figura 76 – Curva de pressão na câmara de combustão principal para o modelo Wiebe no ponto P3 da configuração SI.

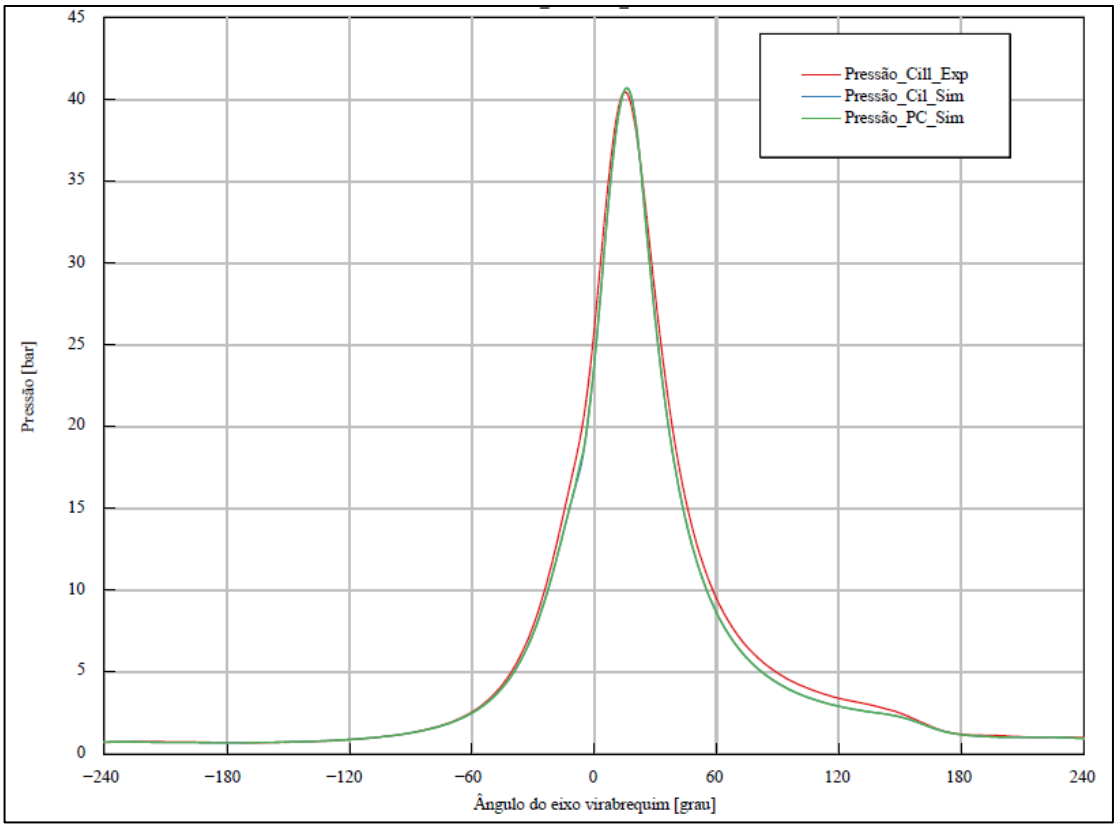


Fonte: Do próprio autor.

A Figura 77 apresenta as curvas de pressão na câmara de combustão principal do teste experimental e da simulação numérica empregando-se o modelo TJI, para a configuração SI no

ponto P3. Da mesma forma que ocorreu para os dois modelos numéricos unidimensionais anteriores, o modelo TJI também apresentou uma boa concordância entre as curvas.

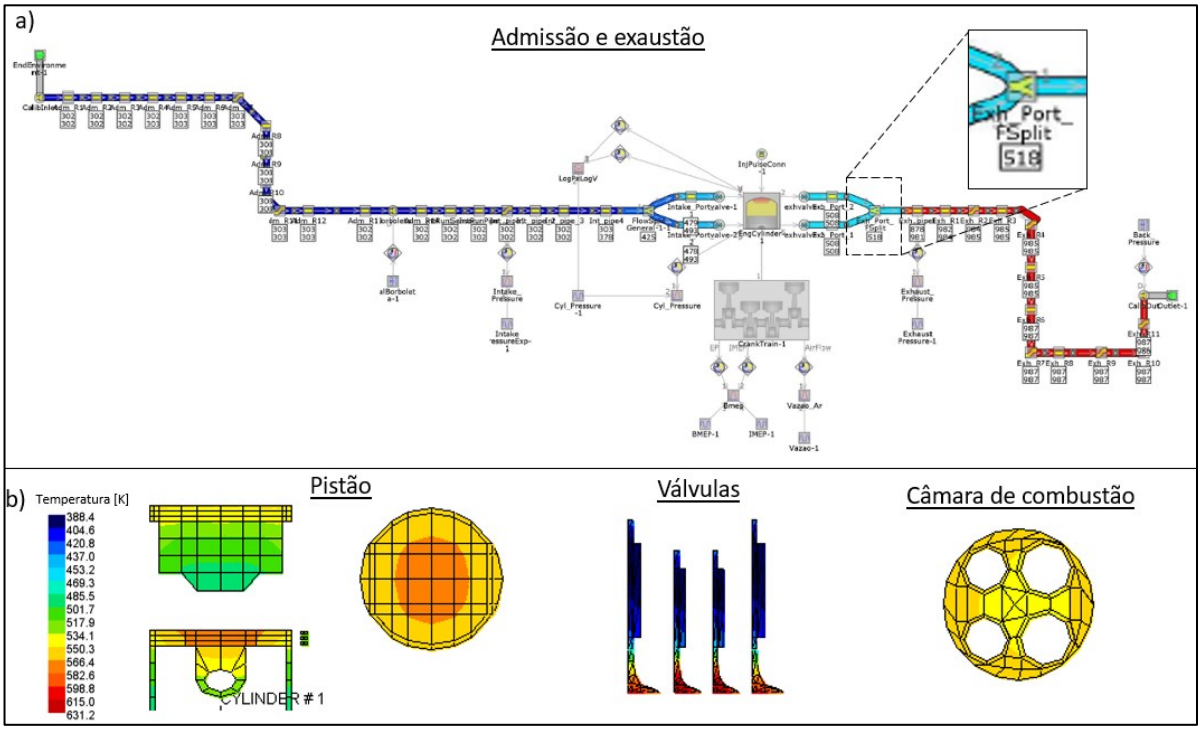
Figura 77 – Curva de pressão na câmara de combustão principal e PC para o modelo TJI no ponto P2 da configuração PC_a_0_4Ø1.



Fonte: Do próprio autor.

Uma vez que o modelo unidimensional está validado em relação aos testes experimentais, torna-se possível a análise dos seus resultados e a implementação destes nas condições iniciais e de contorno do modelo tridimensional. A Figura 78 apresenta a temperatura das paredes internas para os sistemas de admissão e exaustão (Figura 78a) e dos componentes internos da câmara de combustão (b) para o modelo Wiebe no ponto P1, para a configuração SI.

Figura 78 – Temperatura das paredes internas [K] para os sistemas de admissão e exaustão (a) e componentes internos da câmara de combustão (b) para o modelo Wiebe no ponto P1 da configuração SI.



Fonte: Do próprio autor.

Por fim, a Tabela 20 apresenta as incertezas expandidas médias associadas aos experimentos realizados neste trabalho.

Tabela 20 – Valores de incertezas expandidas médias associadas aos experimentos

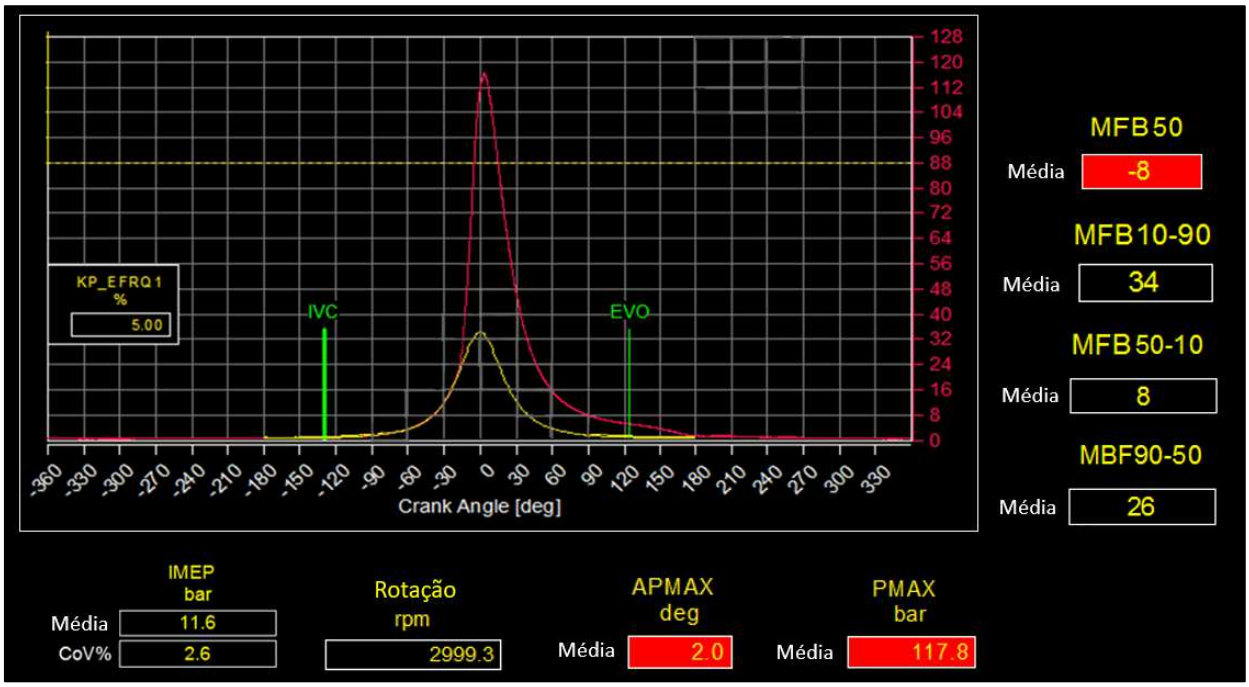
Parâmetro	Valor
η_f [%]	0,44
MFB 50 [°]	0,40
MFB 10-50 [°]	0,13
MFB 50-90 [°]	0,14
MFB 10-90 [°]	0,25
IMEP [bar]	0,03
ISFC [g/kWh]	4,36

Fonte: Do próprio autor.

6.2 Resultados da primeira fase de testes

Os testes experimentais das configurações de motor com pré-câmaras na primeira fase foram feitos com geometrias de pré-câmaras fabricadas a partir de dois materiais: o aço AISI 304 e a liga de cobre, cromo e zircônio (CuCr1Zr). As pré-câmaras de aço AISI 304 apresentaram grande instabilidade de combustão e ocorrência de pré-ignição. Esse fenômeno foi tão preponderante que, em determinadas condições, foi possível zerar o tempo de *dwell* da bobina 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 térmica. De fato, enquanto o aço AISI 304 possui uma condutividade térmica a 100 ºC de 16,2 W/m.K, a liga CuCr1Z possui uma condutividade térmica de 325 W/m.K, ou seja, mais de 20 vezes superior. Assim, o aço AISI 304 possui uma difusividade térmica cerca de 24 vezes menor quando comparado à liga CuCr1Z (conforme apresentado na Tabela 10), aumentando a resistência térmica por condução e retendo muito calor nas paredes das pré-câmaras deste material. Este aumento de temperatura das paredes da pré-câmara de aço levou ao aumento da temperatura em determinadas regiões de tal maneira que a combustão é iniciada de forma independente da centelha. Com essa combustão anormal, não foi possível controlar o processo de ignição e, portanto, a realização dos ensaios se mostrou um risco a integridade estrutural do motor.

Figura 79 – Curva de pressão no cilindro e indicadores de desempenho e combustão para a PC_b_1Ø3_4Ø2 feita de aço AISI 304



Fonte: Do próprio autor.

A Figura 79 apresenta a curva de pressão na câmara de combustão principal e os indicadores de desempenho e combustão para a PC_b_1Ø3_4Ø2 feita de aço AISI 304. Esse teste tinha como objetivo alcançar a carga de 18 bar de IMEP na rotação de 3000 rpm (ponto P5), contudo o IMEP máximo obtido com a sobrealimentação do motor foi de 11,6 bar, conforme ilustrado na Figura 79. Ademais, observa-se que o MFB 50 ocorre em -8° e o ângulo da pressão máxima no cilindro foi de 2° do eixo virabrequim em relação ao PMS de compressão, enquanto os valores ideais (na condição de MBT) para motores SI devem estar próximos de 7º a 8º após o PMS de compressão para o MFB 50 e 13° após o PMS de compressão para o ângulo de pressão máxima (Heywood, 2018). Uma vez que estes valores são muito inferiores aos ideais, a ignição foi atrasada progressivamente, porém sem nenhum efeito nestes resultados, caracterizando assim a ocorrência de pré-ignição. Este fenômeno indesejado se repetiu consistentemente para diversos outros pontos de operação, conclui-se que a baixa condutividade térmica do aço AISI 304 superaqueceu a pré-câmara e criou em seu interior ponto quente, causador de pré-ignição. Por esta razão, os testes com as pré-câmaras de aço AISI 304 foram então abandonados. Assim, os resultados doravante apresentados referem-se às pré-câmaras de CuCr1Zr.

A Tabela 21 apresenta o resultado dos testes experimentais da variação da eficiência de conversão de combustível para as configurações de motor com pré-câmara, em relação ao motor SI. Uma vez que foram testados um total de oito pré-câmaras e nove pontos operacionais, resultando em setenta e dois testes no total, optou-se por apresentar estes dados em um formato de tabela com um gráfico de barras, já que a análise através de gráficos ficaria sobrecarregada e pouco efetiva. As variações negativas, representadas pelas barras vermelhas, representam os pontos nos quais as pré-câmaras apresentaram menor eficiência de conversão de combustível quando comparadas ao motor SI, ao passo que as variações positivas foram representadas pelas barras em azul.

Tabela 21 – Variação da η_f (%) para as configurações com PC em relação ao SI

	1500 rpm 10,8 bar	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar	Média
PC_a_1Ø3_4Ø2	-2.0%	-0.1%	-1.5%	-0.8%	-1.1%	-1.6%	-1.1%	2.3%	-1.8%	-0.9%
PC_a_1Ø3_6Ø2	-1.9%	1.7%	-0.8%	-0.7%	-1.0%	-1.7%	-0.9%	0.9%	-1.0%	-0.6%
PC_a_1Ø3_8Ø2	-0.9%	-1.4%	-1.6%	-1.4%	-1.5%	-1.9%	-1.6%	1.1%	-2.4%	-1.3%
PC_b_1Ø3_4Ø2	-1.5%	-0.8%	-1.7%	-0.9%	-0.6%	-1.1%	-1.0%	0.4%	-2.1%	-1.0%
PC_b_1Ø3_6Ø2	-2.5%	-0.8%	-1.9%	-0.9%	-0.1%	-0.5%	-1.4%	-0.6%	-4.0%	-1.4%
PC_b_1Ø3_8Ø2	-1.8%	-2.2%	-1.2%	-2.7%	-2.1%	-1.0%	-2.4%	-2.4%	-3.4%	-2.1%
PC_c_1Ø3_4Ø2	-5.0%	-0.5%	-2.2%	-2.1%	-0.3%	-1.4%	-1.0%	0.5%	-2.4%	-1.6%
PC_c_1Ø3_8Ø2	-1.8%	-0.5%	-1.9%	-2.5%	-1.4%	-1.1%	-1.9%	-0.1%	-2.5%	-1.5%

Fonte: Do próprio autor.

Observa-se que, de modo geral, a maioria das configurações de motor com pré-câmaras testadas nesta fase apresentam uma eficiência de conversão de combustível menor quando

comparadas ao motor SI, com exceção da pré-câmara com menor volume e com seis furos laterais e um central (PC_a_1Ø3_6Ø2) no ponto P2, além das pré-câmaras de menor volume no ponto P8. Nota-se, no geral, uma piora na eficiência de conversão de combustível com o aumento do volume das pré-câmaras e o aumento do número de furos. O impacto negativo causado pelo aumento do volume da pré-câmara na eficiência de conversão de combustível pode ser explicado pelo aumento da transferência de calor nas paredes internas da pré-câmara. Uma vez que a eficiência de conversão de combustível é o produto entre a eficiência de combustão e eficiência térmica, uma maior perda de calor através das paredes da pré-câmara produz uma redução na eficiência térmica, comprometendo assim a eficiência de conversão de combustível. Simulações feitas no *CONVERGE* para o ponto P1 (e que serão discutidas com detalhes posteriormente) mostraram que a pré-câmara com menor volume e com quatro furos laterais e um central (PC_a_1Ø3_4Ø2) apresentou uma transferência de calor por convecção do fluido para as paredes da pré-câmara de 8,9 J por ciclo, ao passo que a pré-câmara com a mesma configuração de furos, mas com volume intermediário, apresentou uma perda de calor por convecção de 9,4 J, ou seja, 5,6% superior.

Além da eficiência térmica, a eficiência do processo de combustão impacta significativamente na eficiência de conversão de combustível. As Tabelas 22 e 23 apresentam as variações do MFB 10-50 e MFB 50-90, respectivamente, para as configurações de motor com pré-câmaras em relação ao motor SI. A variação negativa representa a redução da duração da combustão é simbolizada pela barra azul, ao passo que o aumento da duração da combustão é simbolizado pela cor vermelha. Observa-se que houve uma redução significativa da duração da segunda metade da combustão (MFB 50-90) para a maioria das pré-câmaras e pontos operacionais testados. Com relação à duração da primeira metade da combustão, observa-se que houve menores durações para as pré-câmaras de menor volume e menor quantidade de furos.

A redução da quantidade de furos ocasiona uma restrição ao escoamento dos jatos expelidos pela pré-câmara em direção à câmara principal. Isso faz com que a pressão na pré-câmara aumente, gerando assim uma diferença de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal. Essa diferença de pressão é tanto maior quanto menor for a área total dos furos de interconexão. A diferença de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal geram um jato com maior energia, produzindo assim uma maior taxa de penetração destes jatos no interior da câmara de combustão principal. Esta maior taxa de penetração dos jatos diminui o tempo necessário para que cada jato expelido queime a mistura de ar e combustível, diminuindo assim a duração da combustão.

Tabela 22 – Variação do MFB 10-50 (°) para as configurações com PC em relação ao SI

	1500 rpm 10,8 bar	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
PC_a_1Ø3_4Ø2	-0,31	-0,99	-1,76	-0,75	-2,59	-0,87	-0,86	-0,24	-1,86
PC_a_1Ø3_6Ø2	0,29	0,40	-1,34	-0,59	-1,45	-0,75	-0,64	-0,74	-0,85
PC_a_1Ø3_8Ø2	0,28	-0,18	-0,85	-0,18	-1,19	0,01	-0,32	-0,04	-0,81
PC_b_1Ø3_4Ø2	0,22	-0,69	-2,97	-0,52	-1,92	-0,56	-0,86	-0,61	-1,48
PC_b_1Ø3_6Ø2	0,44	-0,03	-1,92	-0,44	-0,82	-0,40	-0,19	0,91	0,44
PC_b_1Ø3_8Ø2	0,43	1,62	0,00	1,20	0,61	-0,22	0,99	2,10	0,26
PC_c_1Ø3_4Ø2	0,75	0,29	-1,88	0,58	-1,09	0,43	-0,48	0,13	-0,67
PC_c_1Ø3_8Ø2	0,54	0,87	0,37	2,30	0,38	0,14	0,78	1,09	1,39

Fonte: Do próprio autor.

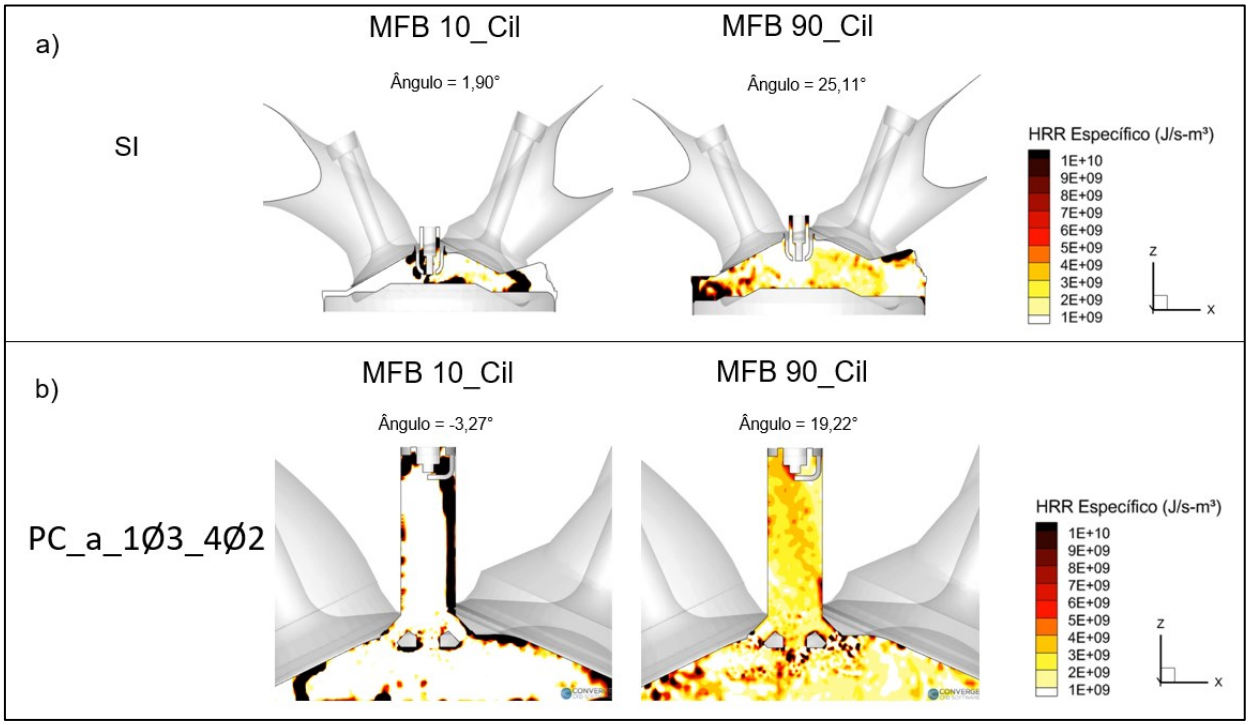
Tabela 23 – Variação do MFB 50-90 (°) para as configurações com PC em relação ao SI

	1500 rpm 10,8 bar	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
PC_a_1Ø3_4Ø2	-3,28	0,19	-3,72	-2,66	-2,40	-3,61	-2,55	-4,00	-1,04
PC_a_1Ø3_6Ø2	-4,18	-1,99	-3,84	-3,65	-2,96	-2,71	-2,38	-3,89	-0,99
PC_a_1Ø3_8Ø2	-3,80	-1,65	-3,18	-3,05	-2,37	-2,68	-2,15	-3,75	-0,99
PC_b_1Ø3_4Ø2	-3,31	-2,01	-4,74	-2,94	-1,98	-2,50	-1,82	-2,61	-0,45
PC_b_1Ø3_6Ø2	-3,64	-1,97	-3,68	-2,92	-1,87	-2,26	-2,17	-2,93	0,48
PC_b_1Ø3_8Ø2	-3,75	-2,20	-3,62	-1,24	-2,20	-2,40	-1,44	-2,48	0,52
PC_c_1Ø3_4Ø2	-4,00	-1,47	-3,67	-2,22	-2,21	-2,69	-2,09	-3,07	-0,19
PC_c_1Ø3_8Ø2	-0,37	-0,63	-2,69	-1,36	-1,94	-1,98	-1,81	-3,06	-0,67

Fonte: Do próprio autor.

A Figura 80 apresenta os resultados de taxa de liberação de calor específica, extraídos do *CONVERGE*, para as configurações PC_a_1Ø3_4Ø2 e SI, no ponto P8. Os valores de taxa de liberação de calor específica (do inglês: *Heat Release Rate*) apresentados foram extraídos dos ângulos de MFB 10 e MFB 90. Dado que o programa permite o cálculo dos parâmetros de combustão tanto para a região da câmara de combustão principal quanto da região da pré-câmara, os sufixos “Cil” e “PC” serão utilizados daqui em diante para especificar a origem dos parâmetros analisados para os resultados das simulações apresentados de agora em diante. Na ausência deste sufixo, refere-se aos parâmetros da câmara de combustão principal. Para a caracterização da frente de chama, foram escolhidos os resultados de HRR específico porque este parâmetro consegue capturar bem o exato local onde está ocorrendo o processo de combustão e, consequentemente, a elevada liberação de calor resultado das reações químicas. Apesar dos valores de temperatura também poderem ser utilizados para esta análise, este não é o melhor parâmetro para se identificar a frente de chama, uma vez que os gases queimados podem superar a temperatura da frente de chama devido aos processos de troca de calor entre a frente de chama e os gases queimados. Observa-se que, enquanto a configuração SI apresentou um MFB 10-90_Cil de 23,21°, a configuração PC_a_1Ø3_4Ø2 apresentou um MFB 10-90_Cil de 22,49°. Esses resultados mostram essa tendência de redução da duração da combustão apresentada pelos resultados experimentais ilustrados nas Tabelas 22 e 23.

Figura 80 – Taxa de liberação de calor nos instantes de MFB 10 e MFB 90 para região do cilindro (Cil) para o SI e PC_a_1Ø3_4Ø2 no ponto P2



Fonte: Do próprio autor.

A piora na eficiência de conversão de combustível e o aumento da duração da combustão para as pré-câmaras de maiores volumes também pode ser relacionada com o aumento do COV-IMEP, conforme mostrado na Tabela 24. O aumento da duração da combustão, além de aumentar as chances de uma maior parcela de ar e combustível terem uma combustão incompleta, torna mais provável o aparecimento e o desenvolvimento de fenômenos anormais de combustão tais como o *knock* e o *misfire*. As variações ciclo a ciclo são causadas pelas variações no movimento da mistura, variações na homogeneidade da mistura de ar e combustível e quantidade de gases residuais no interior da câmara de combustão, principalmente na região dos eletrodos da vela, no momento da ignição. Os valores de COV-IMEP superiores a 3% foram sinalizados com barras vermelhas na Tabela 24.

Tabela 24 – Valor do COV-IMEP (%) para as configurações com PC e SI

	1500 rpm, 10,8 bar	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
SI	1,16	1,20	1,04	1,09	0,93	1,29	1,01	1,73	1,20
PC_a_1Ø3_4Ø2	1,26	1,28	1,13	1,27	1,16	1,35	1,81	1,60	1,87
PC_a_1Ø3_6Ø2	1,25	1,18	1,36	1,35	1,21	1,53	1,52	1,64	1,68
PC_a_1Ø3_8Ø2	0,79	1,50	2,47	1,66	2,19	1,74	1,45	1,45	3,33
PC_b_1Ø3_4Ø2	1,38	1,32	0,96	2,08	1,26	1,46	1,65	2,25	3,85
PC_b_1Ø3_6Ø2	1,43	1,23	0,91	1,27	1,33	1,36	2,04	2,83	3,90
PC_b_1Ø3_8Ø2	1,74	2,98	2,86	3,55	3,18	1,89	3,77	4,29	4,13
PC_c_1Ø3_4Ø2	1,57	1,17	1,58	3,33	1,56	1,22	1,81	2,48	3,42
PC_c_1Ø3_8Ø2	1,38	2,12	2,40	3,44	2,47	1,96	3,33	2,86	3,83

Fonte: Do próprio autor.

Uma vez que o avanço de ignição ideal é definido para um ciclo médio, variações cíclicas maiores produzem um número maior de ciclos de combustão instáveis (mais rápidos ou mais lentos em relação a duração média). São estes extremos que aumentam as instabilidade de operação do motor e limitam a calibração ótima da operação do motor. A Tabela 25 apresenta a variação do MFB 50 para as configurações com pré-câmara, em relação ao valor de 8°, valor este o que indica que o motor está em MBT (HEYWOOD, 2018). Observa-se que tanto a ocorrência de maiores valores de COV-IMEP (Tabela 24) quanto a maior variação do MFB 50 em relação ao ângulo de 8° (Tabela 25) ocorrem nas mesmas regiões das respectivas tabelas. Para as pré-câmaras de maiores volumes (PC_c), mesmo adiantando-se o momento de ignição não se obtinha, para alguns pontos de operação, reduções significativas do MFB 50 para valores mais próximos de 8° sem que o COV-IMEP aumentasse para valores superiores ao limite máximo estipulado para os testes, que foi de 5%.

Tabela 25 – Variação do MFB 50 (°) para as configurações com PC em relação à 8°

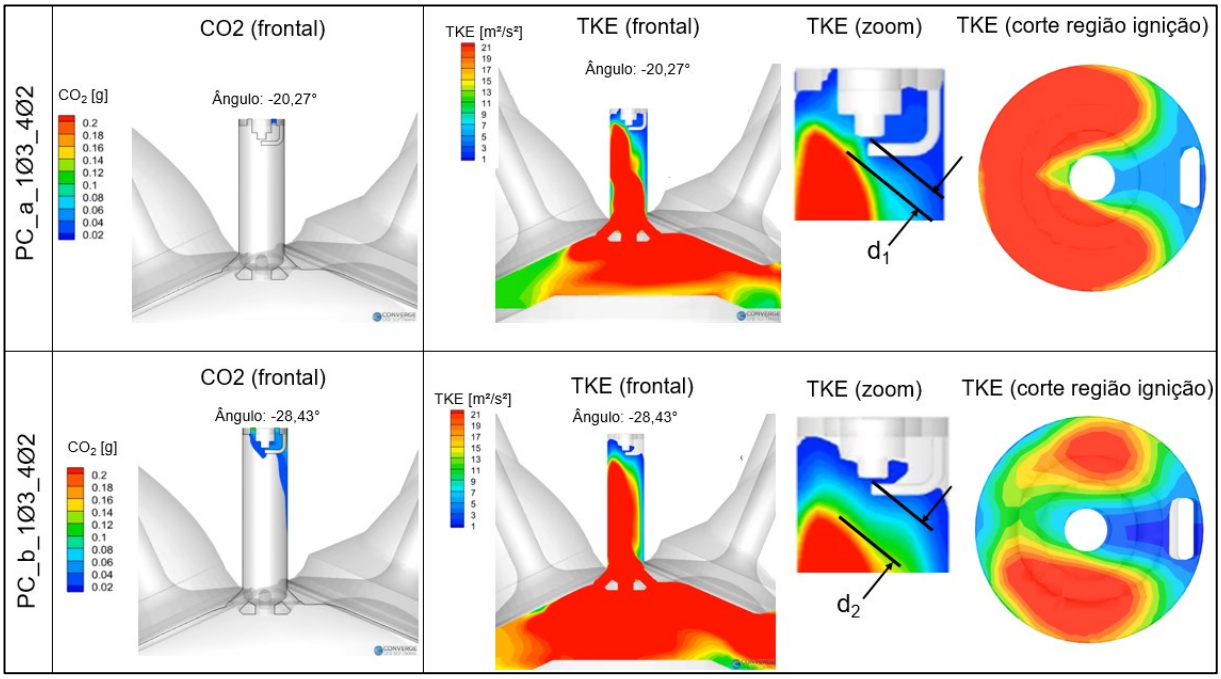
	1500 rpm 10,8 bar	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
SI	-0,37	-0,70	0,23	0,89	-0,12	0,39	0,26	0,16	0,07
PC_a_1Ø3_4Ø2	0,65	0,19	0,24	-0,56	-0,07	3,24	2,21	1,16	0,45
PC_a_1Ø3_6Ø2	0,20	0,84	0,03	1,61	0,31	-0,46	1,96	2,81	0,04
PC_a_1Ø3_8Ø2	-0,23	1,17	2,09	0,83	1,58	1,79	1,61	1,05	3,06
PC_b_1Ø3_4Ø2	-0,03	-0,75	-2,42	0,98	0,27	1,50	0,15	0,29	1,08
PC_b_1Ø3_6Ø2	0,22	0,16	-0,05	-0,54	1,15	-0,15	3,16	5,87	7,42
PC_b_1Ø3_8Ø2	3,75	8,30	3,95	9,94	8,98	1,55	8,02	11,27	8,62
PC_c_1Ø3_4Ø2	0,14	-0,68	1,18	2,49	0,61	0,33	1,19	2,83	3,14
PC_c_1Ø3_8Ø2	-0,23	5,44	3,72	9,10	5,39	2,01	6,73	7,17	10,30

Fonte: Do próprio autor.

As variações ciclo a ciclo são maiores com o aumento da diluição dos gases residuais na mistura fresca, principalmente quando estes gases estão concentrados na região entre os eletrodos e nos instantes que antecedem a liberação da centelha elétrica. A Figura 81 apresenta a concentração de CO_2 residual e a energia cinética turbulenta (TKE) para a configurações

PC_a_1Ø3_4Ø2 e PC_b_1Ø3_4Ø2 no instante de ignição para o ponto P8. Além das vistas frontais, também são ilustrados a ampliação (zoom) da região de ignição evidenciando-se a distância entre os eletrodos e a região de alto TKE, além de uma vista resultante de um corte plano na região entre o eletrodo central e o lateral .Observa-se que o aumento do volume da pré-câmara resultou em um escoamento de tal forma que parte do CO_2 produzido no processo de combustão do ciclo anterior ficou aprisionado na região entre os eletrodos da vela de ignição e na parte superior direita da pré-câmara, atrás do eletrodo lateral. Nota-se então, que para esta pré-câmara de maior volume, o eletrodo central serviu como uma barreira que promoveu a retenção de parte deste CO_2.

Figura 81 – Valores de CO2 e TKE nos instantes de ignição para a PC_a_1Ø3_4Ø2 e PC_b_1Ø3_4Ø2 no ponto P8



Fonte: Do próprio autor.

Esta maior concentração de gás residual na região de ignição e no instante de ignição atrapalham o desenvolvimento do núcleo da chama em seu desenvolvimento inicial. Uma vez que o escoamento dentro da pré-câmara é turbulento e varia de ciclo a ciclo, a retenção de gases residuais também varia. Eventualmente, alguns ciclos tornam-se suficientemente lentos dificultando com que a combustão de fração da massa de ar e combustível seja concluída ou até mesmo nem se inicie.

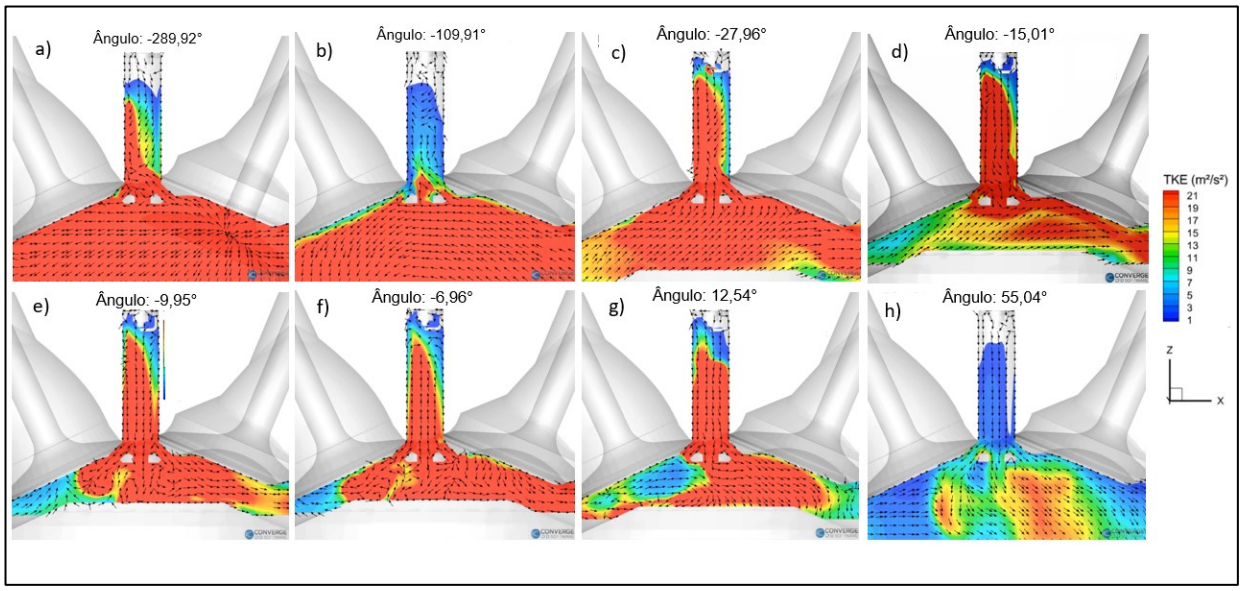
O maior nível de energia cinética turbulenta nas proximidades da região de ignição ($d_1 < d_2$) para a configuração de menor volume (PC_a_1Ø3_4Ø2) promove uma melhor limpeza dos

gases residuais. Além disso, um maior nível de turbulência melhora a homogeneidade da mistura e aumenta a taxa da combustão, facilitando assim o processo de desenvolvimento inicial do núcleo da chama na pré-câmara. Contudo, valores muitos altos de energia cinética turbulenta, principalmente próximo às paredes da pré-câmara, podem aumentar consideravelmente o coeficiente de transferência de calor, aumentando assim as perdas térmicas nas paredes da pré-câmara.

Para se analisar a efetividade do uso de pré-câmaras em motores de combustão interna, torna-se necessária a compressão das diversas etapas do processo de admissão, combustão e ejeção da pré-câmara. Os resultados de valores escalares de energia cinética turbulenta sobrepostos pelos vetores de velocidade para a PC_a_1Ø3_4Ø2 no ponto P8 nas diferentes etapas do processo de combustão são mostrados na Figura 82. Observa-se que o ângulo do eixo virabrequim encontra-se em -289,92° em relação ao PMS de combustão; indicando assim o tempo de admissão. A pressão na câmara principal e na pré-câmara não são significativamente diferentes, então o fluxo de enchimento e/ou esvaziamento da pré-câmara não tem um padrão definido.

Na Figura 82b, nota-se que o ângulo do eixo virabrequim encontra-se em -109,91°; sendo este valor contido no tempo de compressão do motor. Os vetores de velocidade se alinham para cima nos furos, indicando a fase de enchimento da pré-câmara. Posteriormente, a ignição, que se inicia em -27,96°, conforme mostrado pela Figura 82c, começa a desenvolver um maior nível de turbulência perto da região dos eletrodos da vela. Como a pressão na pré-câmara ainda não subiu consideravelmente, ainda há um escoamento de massa para a pré-câmara. Em seguida, a frente de chama avança pela pré-câmara, aumentando a pressão e o fluxo de massa que inicialmente era de enchimento se inverte, iniciando-se assim o processo de ejeção dos jatos conforme mostrado na Figura 82d. A ejeção dos jatos para dentro da câmara de combustão principal com alto valor de energia cinética turbulenta se intensifica após o ângulo de -9,95° do eixo virabrequim. Próximo ao ângulo de -6,96° do eixo virabrequim, a combustão na câmara principal está se desenvolvendo amplamente e a combustão na pré-câmara se enfraquecendo cada vez mais, de modo que a maior contribuição para a liberação de calor devido a combustão deixar de ser da pré-câmara e passar a ser da câmara principal. Assim, a pressão na pré-câmara fica momentaneamente menor que a da câmara principal e a frente de chama então retorna para a pré-câmara. Com isso, há um novo processo de expansão dentro da pré-câmara (Figura 82g). Posteriormente, essa nova expansão na pré-câmara se enfraquece e a combustão se encaminha para o seu fim (Figura 82h).

Figura 82 – TKE, vetores velocidade e as diferentes etapas do funcionamento da pré-câmara PC_b_1Ø3_4Ø2 no ponto P8

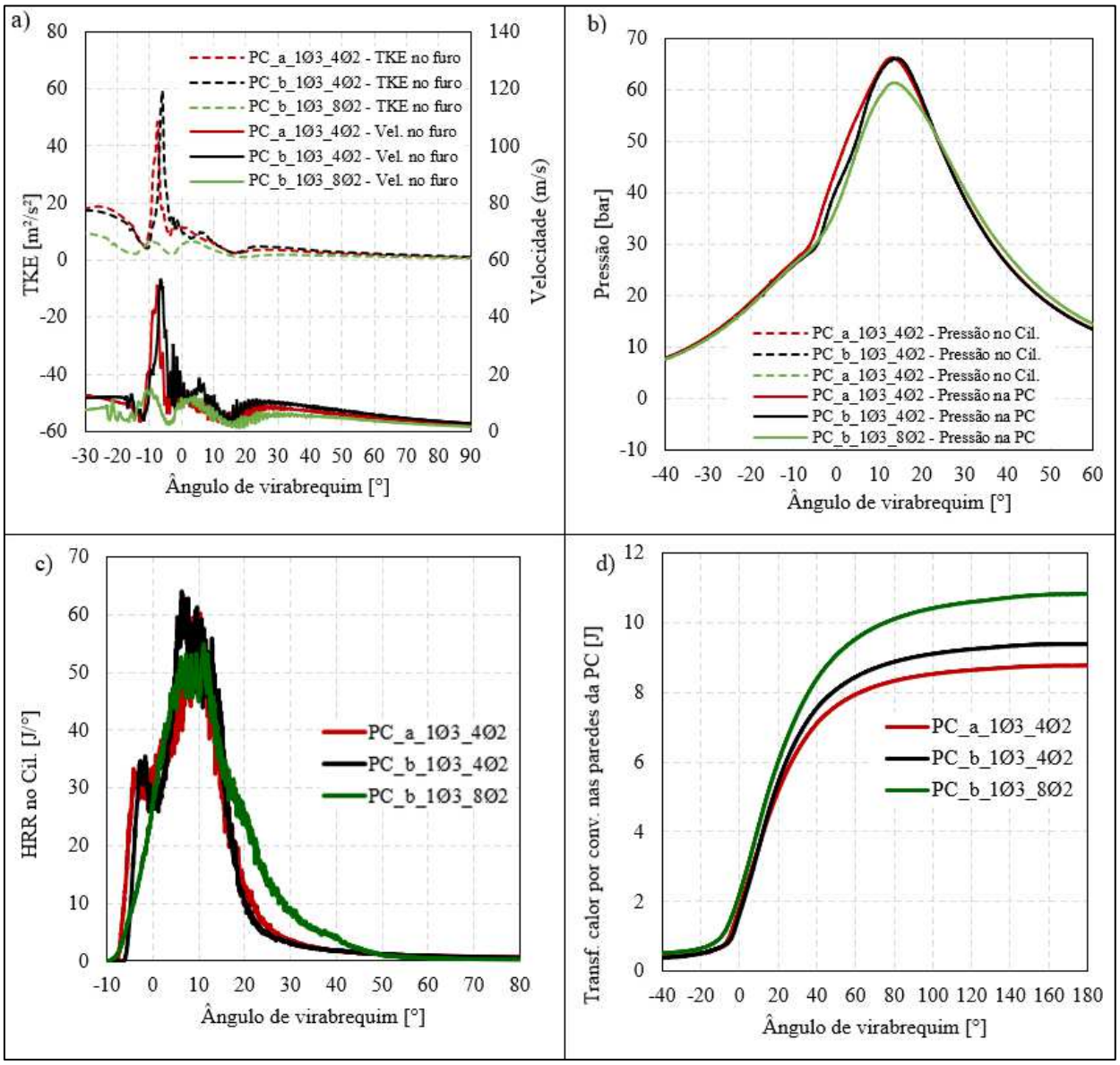


Fonte: Do próprio autor.

Apesar das etapas de enchimento de mistura e ejeção dos jatos de combustão serem dependentes da diferença de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal, nota-se que essa diferença para as pré-câmaras avaliadas na fase 1 não é expressiva. Conforme ilustrado na Figura 83b, as simulações realizadas no *CONVERGE* para as pré-câmaras a PC_a_1Ø3_4Ø2, a PC_b_1Ø3_4Ø2 e a PC_b_1Ø3_8Ø2 no ponto 1 não indicaram uma diferença significativa da pressão média na pré-câmara e pressão média na câmara de combustão principal. Ainda que não haja uma diferença significativa e visualmente observável na Figura 83b, as pressões locais na região próximo aos furos, tanto para a região inferior da pré-câmara quanto para a região superior da câmara de combustão principal, produziram uma diferença de pressão que fosse capaz de realizar os movimentos da carga, tanto de enchimento quanto de ejeção.

Essa pequena diferença de pressão entre as duas câmaras é devido ao alto valor do $A_f/\forall_{PC}$: razão entre a área total da seção transversal dos furos de interconexão da pré-câmara e do volume da pré-câmara. Essa razão é de $2{,}27\text{x}10^{-02}$ mm^{-1} para a PC_a_1Ø3_4Ø2, $1{,}89\text{x}10^{-02}$ mm^{-1} para a PC_b_1Ø3_4Ø2 e $3{,}10\text{x}10^{-02}$ mm^{-1} para a PC_b_1Ø3_8Ø2. A título de exemplo, retirar o furo central da PC_a_1Ø3_4Ø2 mantendo-se todos os demais parâmetros inalterados reduziria essa razão de $2{,}27\text{x}10^{-02}$ mm^{-1} para $1{,}45\text{x}10^{-02}$ mm^{-1}. Essa redução proporcionaria uma maior diferença de pressão entre as duas câmaras, uma vez que os diâmetros menores dos furos de interconexão iriam aumentar a restrição à passagem do escoamento em ambos os sentidos.

Figura 83 – Curvas de TKE e velocidade no furo a), Pressão b), HRR c) e Transferência de calor por convecção nas paredes das PC d) para o ponto P1



Fonte: Do próprio autor.

A influência do valor da razão $A_f/\forall_{PC}$ pode também ser notada nos valores de velocidade e TKE nos furos, conforme mostrado na Figura 83a. Observa-se que a pré-câmara de maior razão A_f/V_{PC}, a PC_b_1Ø3_8Ø2, tanto o TKE quanto a velocidade no furo são baixos. Conforme explicado anteriormente, a baixa diferença de pressão entre as duas câmaras (pré-câmara e câmara principal) não produz um jato com alta energia e tanto a velocidade como a energia cinética turbulenta no furo são inferiores em comparação às outras pré-câmaras com menor quantidade de furos. Esse menor nível de energia também influencia a taxa de liberação de calor na câmara principal, conforme mostrado na Figura 83c. O menor valor de TKE na passagem dos jatos pelos furos produz uma combustão mais lenta, uma vez que a turbulência aumenta a área efetiva da

frente de chama devido ao seu “enrugamento”, promovendo um maior contato entre a massa não queimada e a frente de chama, acelerando assim o processo de combustão (DUTRA, 2019). Além disso, uma combustão mais lenta favorece o desenvolvimento de reações de autoignição não controladas na câmara de combustão, o que é extremamente prejudicial para o motor. De fato, observa-se na Figura 83c que a liberação significativa de calor para a PC_b_1Ø3_8Ø2 ocorre em aproximadamente entre -8° e 48° do eixo virabrequim, ao passo que para as outras duas pré-câmaras isso ocorre aproximadamente entre -8° e 35°.

A Figura 83d apresenta a curva de transferência de calor por convecção entre o fluido e as paredes da pré-câmara. Vale ressaltar que estes valores foram obtidos considerando-se apenas a troca de calor por convecção, uma vez o modelo de CFD aplicado não calcula a condução de calor através das paredes. Observa-se que, mantendo-se os furos constante e aumentando-se o volume de 2,5% para 3,0% (de “a” para “b”), houve um aumento da transferência de calor acumulada durante o ciclo de 8,9 J para 9,4 J, ou seja, aumento de 5,6%. O aumento de 0,5 J na transferência de calor é significativo quando se leva em consideração que o calor total liberado durante o ciclo na condição estudada foi de 958,8 J e que a área das paredes da pré-câmara representa apenas cerca de 3% da área total das paredes da câmara de combustão principal. Observa-se também que mantendo-se o volume constante em 3% e aumentando-se a quantidade de furos laterais de 4 para 8, a transferência de calor acumulada durante o ciclo passou de 9,4 J para 10,8 J, ou seja, um aumento de 14,9%. Isso ocorre porque, e aumentando-se o volume de 2,5% para 3,0%, há um aumento da área interna da pré-câmara de 20%, ao passo que passar o número de furos laterais de quatro para oito representa um aumento de 72,7% na área de parede dos furos de interconexão da pré-câmara.

A Tabela 26 apresenta a variação de NOx para as configurações com pré-câmara em relação à configuração SI. As emissões de poluente foram registradas para cinco dos nove pontos da fase 1, sendo as emissões dos pontos operacionais P3, P6, P7 e P9 não analisados aqui. Observa-se uma redução consistente de NOx para todos os cinco pontos operacionais avaliados, com exceção do ponto P1. Observou-se uma redução máxima de 5,86 g/kWh de NOx para o ponto P2 (2000 rpm e 6,8 bar de IMEP) em relação à configuração SI.

Tabela 26 – Variação de NOx (g/kWh) para as configurações com PC em relação ao SI

	1500 rpm, 10,8 bar	2000 rpm, 6,8 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	4000 rpm, 18,0 bar
PC_a_1Ø3_4Ø2	1,05	-5,86	-2,29	-2,49	-0,98
PC_a_1Ø3_6Ø2	0,56	-3,13	-1,65	-1,99	-1,60
PC_a_1Ø3_8Ø2	-0,18	-3,29	-2,61	-3,12	-1,12
PC_b_1Ø3_4Ø2	0,09	-1,73	-3,35	-1,47	-0,58
PC_b_1Ø3_6Ø2	-0,41	-2,87	-1,51	-2,10	-3,02
PC_b_1Ø3_8Ø2	-0,43	-4,14	-4,46	-4,37	-3,86
PC_c_1Ø3_4Ø2	-1,48	-2,08	-1,94	-2,31	-1,69
PC_c_1Ø3_8Ø2	1,02	-4,85	-4,51	-3,62	-3,65

Fonte: Do próprio autor.

A redução de emissão de NOx apresentada na Tabela 26 está relacionada à temperatura da mistura contida nas câmaras de combustão. As principais reações de óxidos de nitrogênio, contidas no mecanismo estendido de *Zeldovich*, foram dadas anteriormente pela Equação 50. A taxa de formação de NOx possui uma grande dependência com relação à temperatura, de modo que a sua formação cresce exponencialmente com o aumento da temperatura da carga na câmara de combustão (HEYWOOD, 2018). A redução da formação de NOx para todas as pré-câmaras testadas na fase 1 é devido à baixa pressão na pré-câmara por causa dos grandes valores de área total dos furos de interconexão nestas geometrias. A pequena diferença de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal causada pela baixa restrição ao escoamento dos jatos queimados nos furos de interconexão produz um jato com baixa energia e temperatura. Assim, a temperatura da combustão na câmara principal é reduzida de forma significativa, diminuindo assim a formação de NOx. Por outro lado, o ponto P1 foi o único, dentre os analisados, que essa tendência não ocorreu. Isso pode ser explicado pelo baixo nível de turbulência gerado pelo processo de admissão no motor quando operando em baixas rotações tais como a de 1500 rpm. Sabe-se que a turbulência possui a característica de aumentar a transferência de calor do fluido para as paredes através da convecção de calor. A ausência de uma geração de turbulência intensa aumenta a temperatura na câmara principal.

Tabela 27 – Variação de HC (g/kWh) para as configurações com PC em relação ao SI

	1500 rpm, 10,8 bar	2000 rpm, 6,8 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	4000 rpm, 18,0 bar
PC_a_1Ø3_4Ø2	0,37	0,20	0,05	0,10	0,11
PC_a_1Ø3_6Ø2	0,37	-0,10	0,05	0,01	0,14
PC_a_1Ø3_8Ø2	0,04	-0,05	0,02	0,12	0,15
PC_b_1Ø3_4Ø2	0,47	0,01	0,02	0,05	0,12
PC_b_1Ø3_6Ø2	0,38	-0,06	-0,02	-0,05	0,45
PC_b_1Ø3_8Ø2	0,17	-0,15	-0,05	-0,06	0,39
PC_c_1Ø3_4Ø2	0,14	-0,01	0,09	0,02	0,16
PC_c_1Ø3_8Ø2	0,41	-0,02	-0,02	0,03	0,32

Fonte: Do próprio autor.

A Tabela 27 apresenta a variação de HC para as configurações com pré-câmara em relação à configuração SI. A formação de hidrocarbonetos é uma consequência do apagamento da chama no processo de combustão, resultando na não oxidação dos hidrocarbonetos que compõem o combustível. Verifica-se que houve um pequeno aumento da emissão de HC para os pontos P1 (1500 rpm e 10,8 bar de IMEP) e P8 (4000 rpm e 18 bar de IMEP). Para os demais analisados, não houve alterações significativas. Acredita-se que a baixa turbulência associada à baixa rotação do ponto P1 não foi capaz de acelerar o processo de combustão tal como ocorreu nos demais pontos, de modo que o percentual de hidrocarboneto não queimado, para algumas regiões da câmara de combustão principal, foi maior do que o das demais pontos de operação. Já com relação às emissões de HC no ponto P8, acredita-se que o aumento da turbulência foi excessivo em algumas regiões da câmara de combustão, levando ao apagamento da chama nestes locais, principalmente próximo às paredes, onde a transferência de calor para o fluido diminui ainda mais a sua temperatura.

6.2.1 Considerações finais sobre os resultados da fase 1

Verificou-se que as pré-câmaras de aço AISI 304 apresentaram grande instabilidade na combustão e ocorrência de pré-ignição devido à baixa dissipação de calor pelas paredes causada pela baixa condutividade térmica do material, o que não ocorreu para as pré-câmaras fabricadas de CuCr1Zr. Nota-se também que as pré-câmaras de menores volumes e menores quantidades de furos obtiveram melhores eficiências de conversão de combustível. A redução do volume diminui substancialmente a área superficial do volume interno da pré-câmara, diminuindo a perda de calor por convecção, melhorando a eficiência térmica e consequentemente aumentando a eficiência de conversão de combustível. Observou-se também que as pré-câmaras com menores áreas totais

dos furos de interconexão aumentaram significativamente a restrição ao escoamento dos jatos de combustão da pré-câmara para a câmara principal. Isso gerou uma maior penetração destes jatos na câmara principal, diminuindo assim a duração da combustão. Com relação a emissões de HC, observou-se um aumento dos valores para o motor com pré-câmara em pontos de rotação e carga que geram níveis anormais (demasiadamente altos ou baixos) de energia cinética turbulenta. Por fim, observou-se de modo geral uma redução significativa nas emissões de NOx devido à diminuição na temperatura do processo de combustão em ambas as câmaras.

6.3 Discussão dos resultados das extrapolações da primeira fase de testes

Uma vez concluída as análises e discussões dos resultados dos testes experimentais e das simulações validadas na fase 1, buscou-se definir as próximas geometrias de pré-câmara a serem estudadas. Antes de se iniciar a nova fase de testes, foram realizadas modificações nas geometrias da pré-câmaras, sendo utilizado como base os modelos numéricos validados com os resultados experimentais na fase 1. Essa etapa de extrapolação dos resultados da fase 1 teve como o objetivo identificar quais modificações foram capazes de melhorar o desempenho das geometrias antes mesmo de fabricá-las e testá-las experimentalmente. A Tabela 28 apresenta as especificações de pré-câmaras que foram estudadas nessa etapa.

Tabela 28 – Especificações das configurações de PC estudadas na extrapolação da fase 1 de testes

Nome	Estudo	N° furo central	Ø f. central (mm)	N° f. laterais	Ø f. lateral (mm)	$\forall_{PC}$ (mm³)	$A_f/\forall_{PC}$ (mm-1)	Offset (mm)
PC_a_1Ø3_4Ø2	$\forall_{PC}$ e A_f	1	3,00	4	2,00	865,5	2,27E-02	---
PC_b_1Ø3_4Ø2	$\forall_{PC}$ e A_f	1	3,00	4	2,00	1038,7	1,89E-02	---
PC_b_1Ø3_8Ø2	$\forall_{PC}$ e A_f	1	3,00	8	2,00	1038,7	3,10E-02	---
PC_c_1Ø3_4Ø2	$\forall_{PC}$ e A_f	1	3,00	4	2,00	1211,9	1,62E-02	---
PC_b_0_4Ø1.8	Ø f. lat.	0	0,00	4	1,80	1038,7	9,80E-03	---
PC_b_0_4Ø1.5	Ø f. lat.	0	0,00	4	1,50	1038,7	6,81E-03	---
PC_b_0_4Ø1.2	Ø f. lat.	0	0,00	4	1,20	1038,7	4,36E-03	---
PC_b_1Ø5_0	Ø f. central	1	5,00	0	0	1038,7	1,89E-02	---
PC_b_1Ø3.5_0	Ø f. central	1	3,5	0	0	1038,7	9,26E-03	---
PC_b_0_4Ø1.8_off 0.3	Offset	0	0,00	4	1,80	1038,7	9,80E-03	0,30
PC_b_0_4Ø1.8_off 0.8	Offset	0	0,00	4	1,80	1038,7	9,80E-03	0,80
PC_b_0_4Ø1.8_off 1.4	Offset	0	0,00	4	1,80	1038,7	9,80E-03	1,40

Fonte: Do próprio autor.

Os estudos das quatro primeiras pré-câmaras da Tabela 28 teve como objetivo analisar o impacto da alteração do volume e dos furos de interconexão. Essas pré-câmaras já foram construídas, testadas e analisadas na fase 1. Assim, elas são utilizadas como referência para a comparação com as demais geometrias modificadas. As simulações da quinta, sexta e sétima pré-

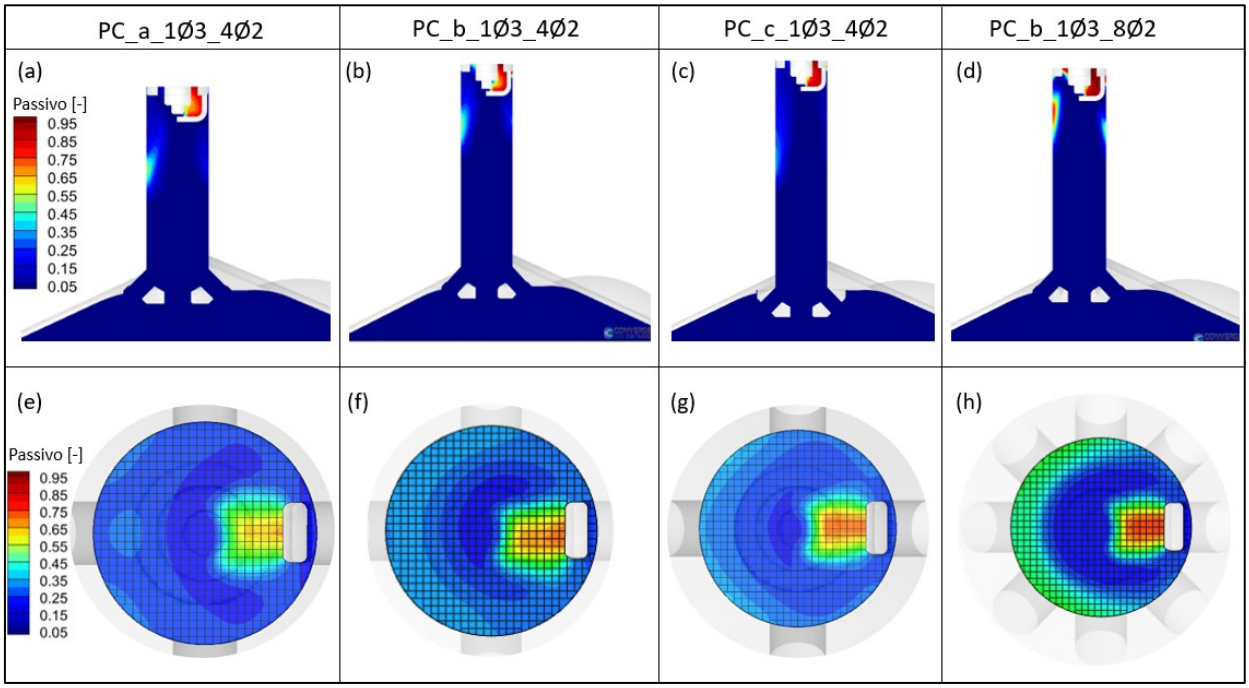
câmaras têm como objetivo avaliar o impacto da remoção do furo central, havendo nestas geometrias apenas os furos de interconexão laterais. Por outro lado, a oitava e nona pré-câmara segue o caminho oposto: avaliar as pré-câmaras que possuem apenas um furo central. Por fim, as simulações das três últimas geometrias de pré-câmara tiveram como objetivo analisar o efeito do deslocamento (*offset*) do eixo central dos furos de interconexão. Diferentemente das demais geometria nas quais os furos laterais são radiais e apontam para o eixo vertical da pré-câmara, essas três geometrias possuem furos tangenciais que são transladados em relação ao eixo radial. Os detalhes construtivos destas geometrias foram apresentados na Figura 65d.

6.3.1 Resultados das simulações de enchimento da pré-câmara

O volume da pre-câmara é um dos parâmetros de projeto mais importante. No entanto, o modo como o volume é variado também pode influenciar os resultados. A variação do volume da pré-câmara no presente trabalho foi obtida pela variação da altura da pre-câmara, devido à restrição imposta pelo diâmetro da rosca de instalação da vela do motor SI, de modo que os volumes foram variados de acordo com a localização da vela de ignição no interior da pré-câmara: quanto maior o volume da pré-câmara, mais distante os eletrodos da vela estão dos furos de interconexão. A Figura 84 apresenta o passivo escalar na vista frontal e também na vista de corte na região de ignição para as pré-câmaras PC_a_1Ø3_4Ø2, PC_b_1Ø3_4Ø2, PC_c_1Ø3_4Ø2 e PC_b_1Ø3_8Ø2 no instante típico de ignição. O passivo escalar 1 (azul) representa o fluido frio proveniente da câmara principal e o 0 (vermelho) representa o gás queimado da pré-câmara. As três primeiras pré-câmaras diferem entre si em relação ao volume, ao passo que a última possui maior quantidade de furos laterais quando comparada à segunda.

O reposicionamento da vela de ignição afeta o quanto a parcela de ar e combustível oriunda da câmara principal tem de penetrar para atingir os eletrodos e o quanto a chama tem de percorrer para atingir os orifícios. Esses fatores influenciam de forma negativa o desempenho da pré-câmara quando o volume aumenta. Conforme o esperado, a configuração de menor volume (PC_a_1Ø3_4Ø2) apresenta uma melhoria discreta em termos de remoção dos gases queimados quando comparada à de maiores volumes (PC_b_1Ø3_4Ø2 e PC_c_1Ø3_4Ø2).

Figura 84 - Passivo escalar na vista frontal e vista de seção na região de ignição para as pré-câmaras PC_a_1Ø3_4Ø2, PC_b_1Ø3_4Ø2, PC_c_1Ø3_4Ø2 e PC_b_1Ø3_8Ø2 no momento típico de ignição (-30°)

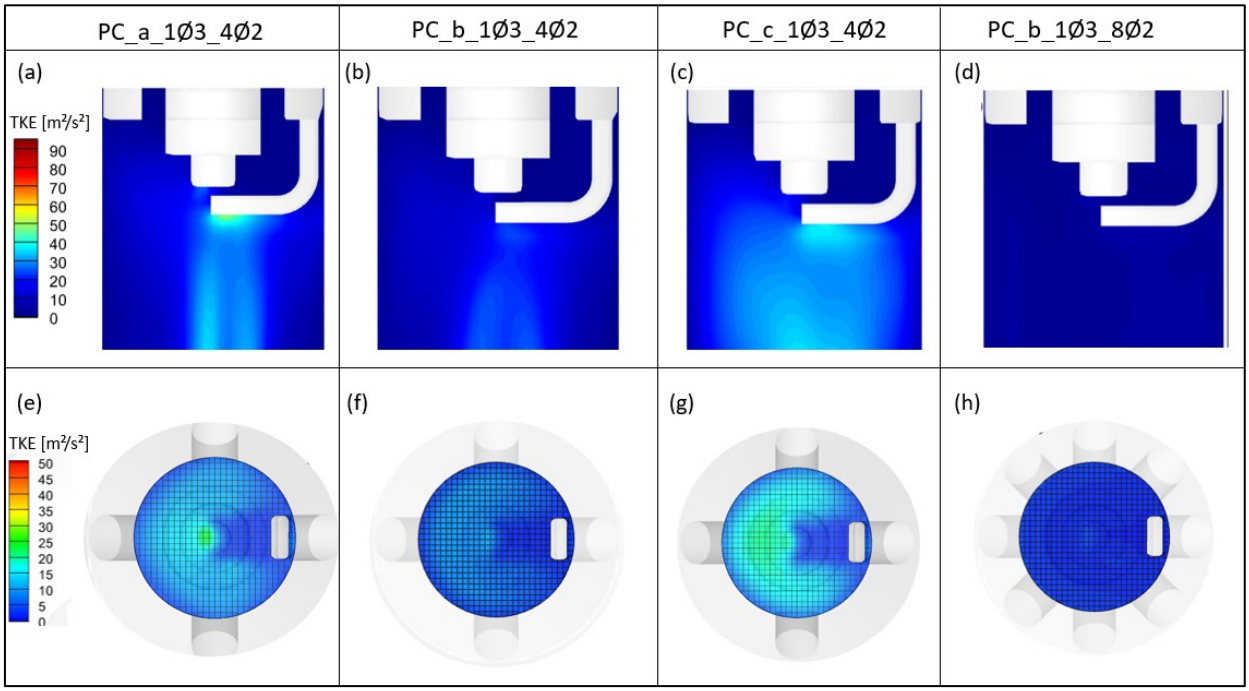


Fonte: Do próprio autor.

Com relação ao número de furos, observa-se que o aumento do número de furos na PC_b_1Ø3_8Ø2 intensifica a concentração de gases residuais, representado pelo passivo escalar de valor mais próximo de 1, principalmente próximo à meia-lua na borda externa da pré-câmara e próximo ao eletrodo massa. A concentração de gases residuais com maiores impactos negativos no desenvolvimento do *kernel* (estágio inicial do núcleo da chama) é na porção central da região de ignição, próxima ao eletrodo central, o que não é o caso. Contudo, a presença deste maior percentual de gases queimados é prejudicial porque há movimentação contínua de fluidos na pré-câmara devido à turbulência, podendo esta alta concentração de gases residuais ser deslocada até a região central onde ocorre o desenvolvimento inicial da combustão.

A Figura 85 compara a energia cinética turbulenta entre as configurações PC_a_1Ø3_4Ø2, PC_b_1Ø3_4Ø2, PC_c_1Ø3_4Ø2 e PC_b_1Ø3_8Ø2 no instante típico de ignição na vista frontal ampliada e também na vista de seção na região de ignição. A pré-câmara com maior volume apresenta uma melhoria discreta em comparação com as pré-câmaras de menores volumes. Embora isso contrarie argumentação anterior, há uma explicação. Com o estabelecimento do escoamento, a pré-câmara com maior volume varia menos a sua pressão. Então, a diferença de pressão entre a câmara principal e a pré-câmara é maior quando o volume é maior. Com uma maior diferença de pressão, há mais turbulência durante a fase de enchimento.

Figura 85 - Energia cinética turbulenta na vista frontal ampliada e vista de seção na região de ignição para as pré-câmaras PCA1, PCB1, PCC1 e PCB3 no momento típico de ignição (-30°)

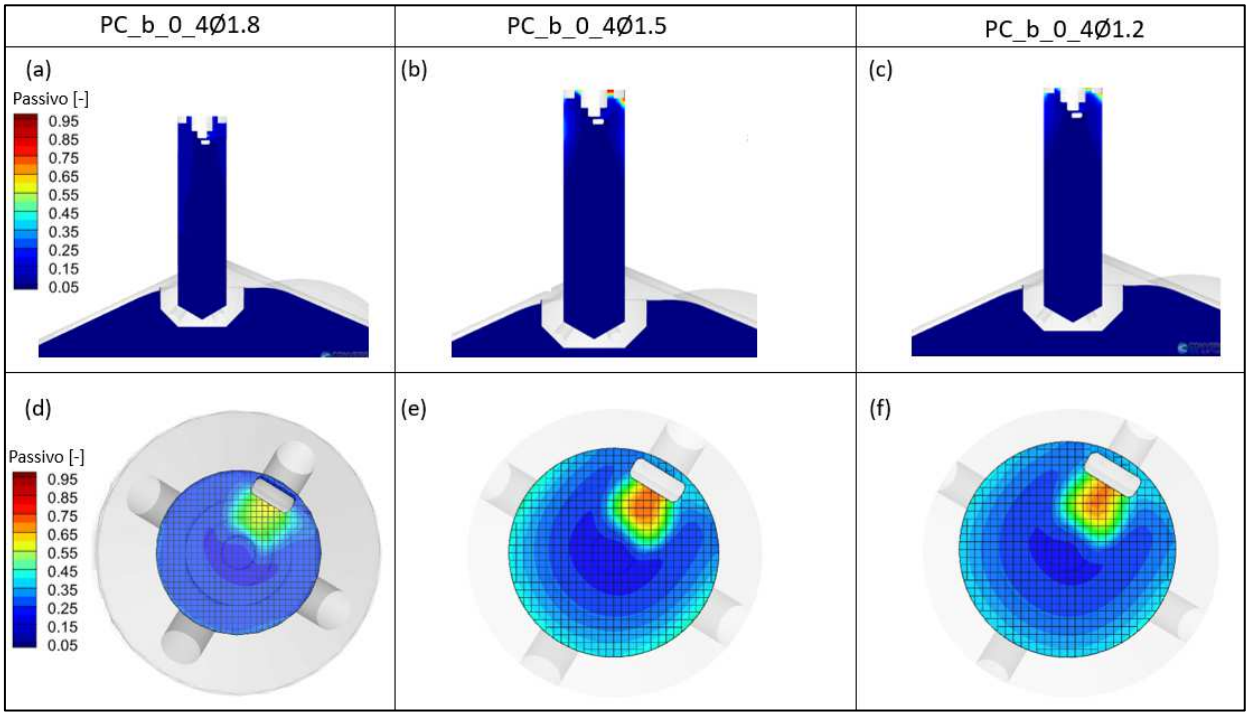


Fonte: Do próprio autor.

O aumento da área total dos furos promovida pelo aumento da quantidade de furos promoveu uma piora no nível da energia cinética turbulenta na região de ignição, conforme mostrado na Figura 84h. Embora a relação da área dos orifícios pelo volume da pré-câmara de 0,0189 mm^{-1} para a PC_b_1Ø3_4Ø2 seja bem menor que os 0,0310 mm^{-1} da PC_b_1Ø3_8Ø2, ainda é bem maior que valores típicos de pré-câmaras ativas, por volta de 0,005 mm^{-1}. Por consequência, a intensidade o escoamento turbulento é baixa, o que dificulta que alcance de modo efetivo a região dos eletrodos.

Uma vez que se acredita que a razão da área dos orifícios pelo volume da pré-câmara esteja relativamente alta para as pré-câmaras até agora avaliadas, propôs-se então a remoção do furo central. A Figura 86 apresenta os resultados de passivo escalar para as pré-câmaras sem furo central e com os quatro furos laterais com diâmetros de 1,8 mm, 1,5 mm e 1,2 mm. Comparando-se estes resultados com aqueles apresentados pelas pré-câmaras que contém central (Figura 84), observa-se uma melhoria moderada em termos de remoção de gases queimados não só na região de ignição, mas de todo o topo da pré-câmara.

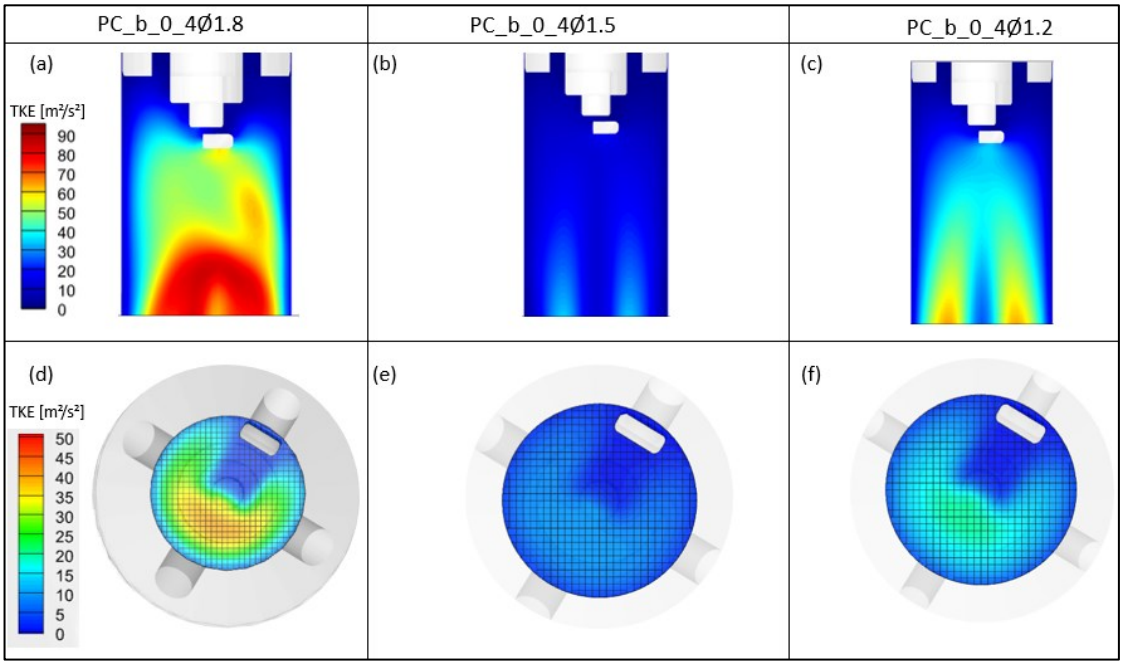
Figura 86 - Passivo escalar na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_0_4Ø1.8, PC_b_0_4Ø1.5 e PC_b_0_4Ø1.2 no momento típico de ignição (-30°)



Fonte: Do próprio autor.

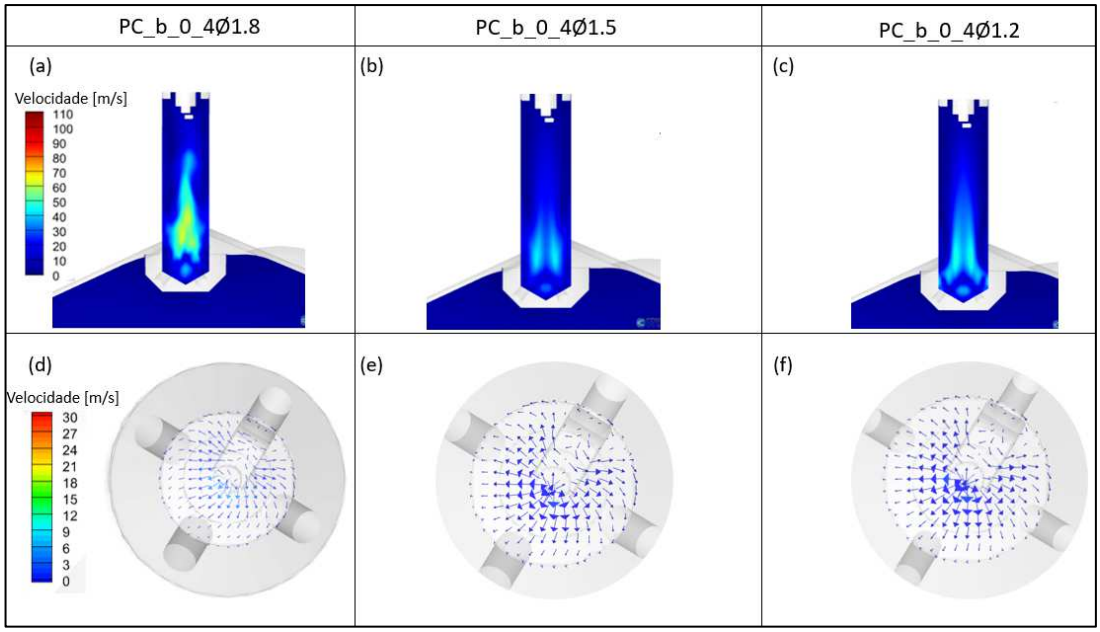
A Figura 87 apresenta a energia cinética da turbulência para as configurações PC_b_0_4Ø1.8, PC_b_0_4Ø1.5 e PC_b_0_4Ø1.2. Fica evidente o aumento de TKE após a remoção do furo central, principalmente para as pré-câmaras com furos laterais com diâmetros de 1,8 mm e de 1,2 mm. Verifica-se que a ausência de um furo central possibilita um maior gradiente de velocidade entre o eixo central e a região periférica da pré-câmara, como pode ser observado pela Figura 88, causando assim um maior nível de geração de turbulência e retardando a sua dissipação até o local da região de ignição.

Figura 87 - TKE na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_0_4Ø1.8, PC_b_0_4Ø1.5 e PC_b_0_4Ø1.2 no momento típico de ignição (-30°)



Fonte: Do próprio autor.

Figura 88 - Velocidade na vista frontal e vista de seção na região de ignição para as pré-câmaras PCB4_Ø1.8mm, PCB4_Ø1.5mm e PCB4_Ø1.2mm no momento típico de ignição (-30°)



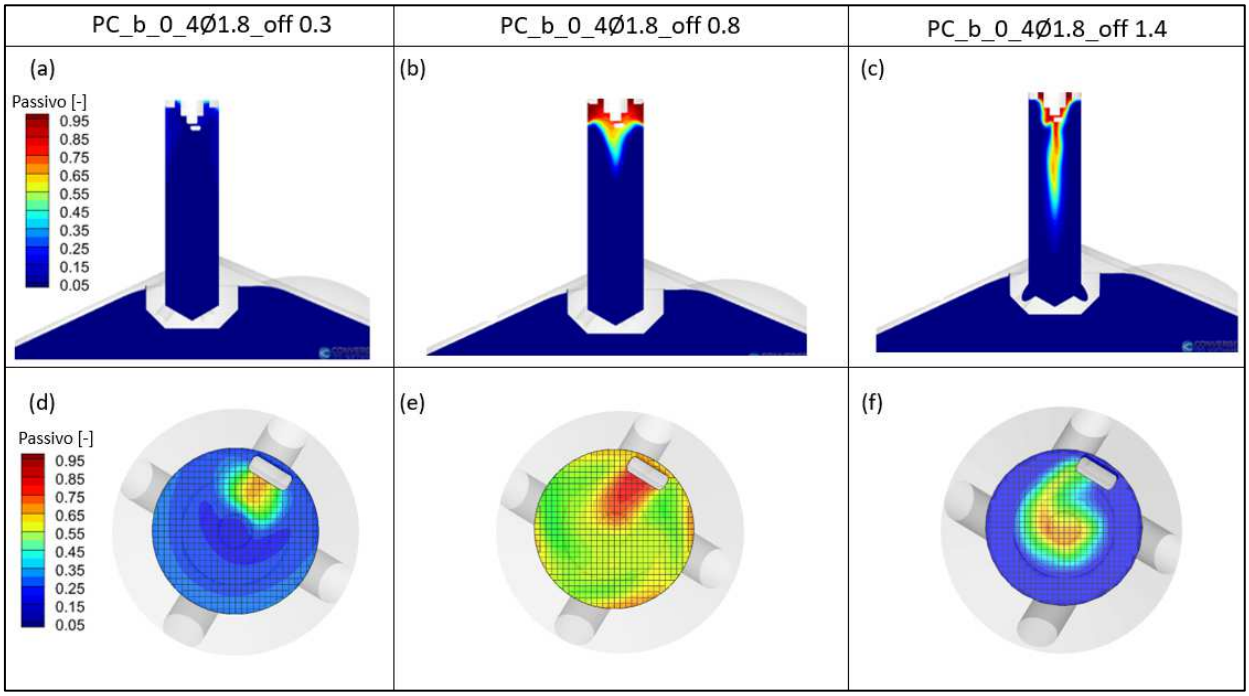
Fonte: Do próprio autor.

Para além destes resultados, tem-se que configurações de pré-câmaras com orifícios maiores não produzem uma diferença significativa de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal durante a combustão na pré-câmara (as curvas estão praticamente sobrepostas), ao

contrário do que ocorre com as pré-câmaras com orifícios menores. Essas últimas, ao apresentarem uma maior restrição ao escoamento dos gases, permitem que a pressão na pré-câmara após o início da combustão aumente significativamente, gerando um escoamento para a câmara principal bem mais intenso. Esse fluxo mais intenso acelera a combustão na câmara principal.

O desenvolvimento do processo de combustão de forma estável passa pela mitigação de fenômenos anormais de combustão tais como o *knock*. Ao se reduzir a duração da combustão, a probabilidade da ocorrência de *knock* cai substancialmente pois o tempo para que se desenvolva uma autoignição da fração mássica da mistura não queimada é reduzido. Um dos fatores que aumentam a taxa de combustão e, consequentemente, reduzem a duração da combustão é a turbulência. Dessa forma, procurou-se métodos para se promover a turbulência na região de ignição de modo a aumentar a taxa da primeira etapa da combustão. Uma das formas de aumentar a turbulência nessa região é induzindo-se *swirl* através do *offset* do eixo dos furos da pré-câmara, que deixaram de ser radiais e passaram a ser tangenciais. Esse *offset* é ilustrado na Figura 65d. O propósito, da mesma forma que ocorre com o *swirl* na câmara principal, é preservar energia cinética para que seja dissipada na região da vela no momento da combustão. A Figura 89 compara as geometrias das configurações com *offset* de 0,3 mm, 0,8 mm e 1,4 mm. Claramente, o eletrodo lateral produz um bloqueio ao escoamento, o que resulta em uma péssima remoção dos gases queimados da região do eletrodo central.

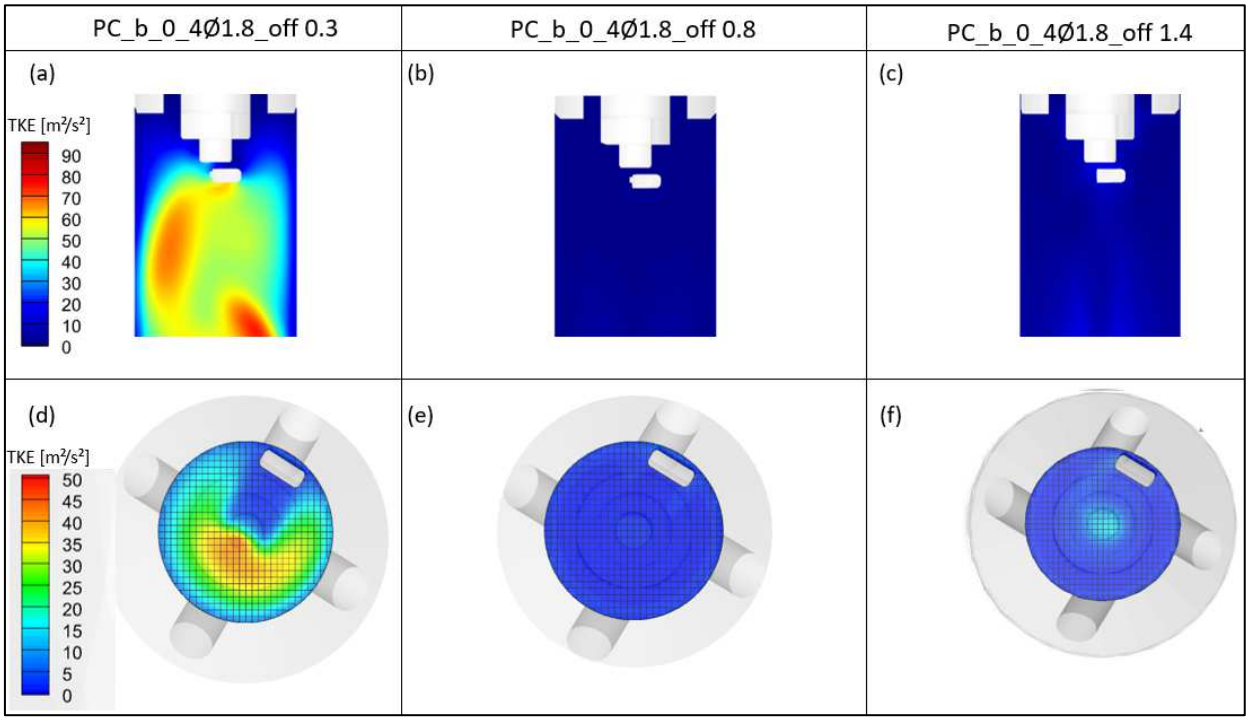
Figura 89 - Passivo escalar na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_0_4Ø1.8_off 0.3, PC_b_0_4Ø1.8_off 0.8 e PC_b_0_4Ø1.8_off 1.4 no momento típico de ignição (-30°)



Fonte: Do próprio autor.

Através da análise dos valores de TKE mostrados na Figura 90, nota-se que quanto menor o valor do offset, maior o nível de energia cinética turbulenta na região de ignição. Além disso, observa-se que a configuração PC_b_0_4Ø1.8_off 0.3 que produziu os maiores níveis de TKE na parte periférica da região de ignição. Contudo, em uma pré-câmara passiva, geralmente a vela de ignição é instalada centralmente, diferentemente das configurações ativas que também possuem um injetor na pré-câmara e, por esse motivo, a vela de ignição é instalada de forma não centralizada. Por tanto, verifica-se que o offset dos furos da pré-câmara pode ser vantajoso para uma configuração ativa, mas não necessariamente para a passiva.

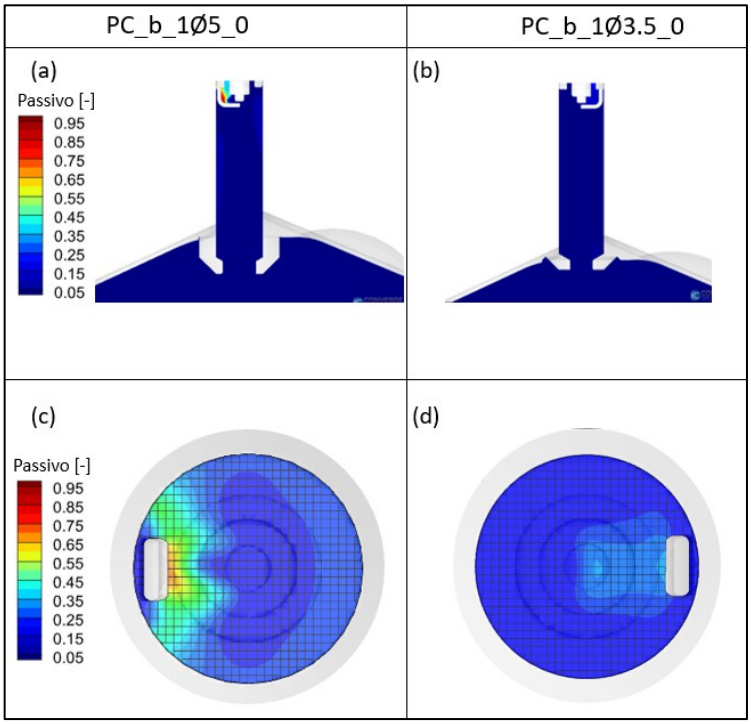
Figura 90 - Energia cinética turbulenta na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_0_4Ø1.8_off 0.3, PC_b_0_4Ø1.8_off 0.8 e PC_b_0_4Ø1.8_off 1.4 no momento típico de ignição (-30°)



Fonte: Do próprio autor.

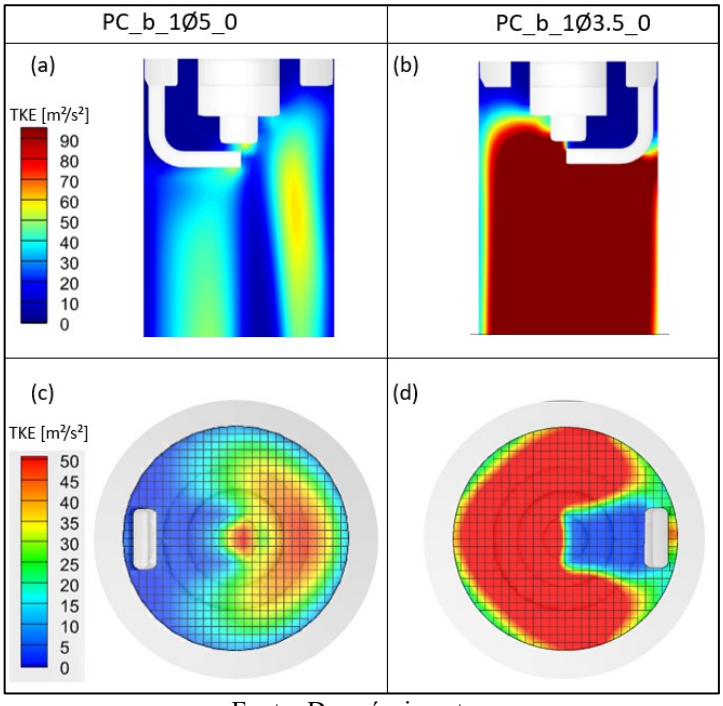
Além da remoção do furo central, a remoção dos furos laterais foi simulada. A Figura 91 apresenta o passivo escalar para as configurações PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3.5_0 no momento típico de ignição. Nota-se uma diminuição no acúmulo de gases residuais na pré-câmara de furo único central de 3,5 mm em comparação à pré-câmara com furo central de 5 mm. Essa redução dos valores do passivo escalar se dá principalmente pelo aumento do nível de energia cinética turbulenta próximo à região dos eletrodos da vela de ignição, conforme mostrado pela Figura 92. Essa maior turbulência, principalmente em toda a região de ignição, proporciona uma melhor limpeza dos gases residuais nesta região, proporcionando que o desenvolvimento inicial da chama, após a ignição, seja mais estável.

Figura 91 – Passivo escalar na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3.5_0 no momento típico de ignição (-30°)



Fonte: Do próprio autor.

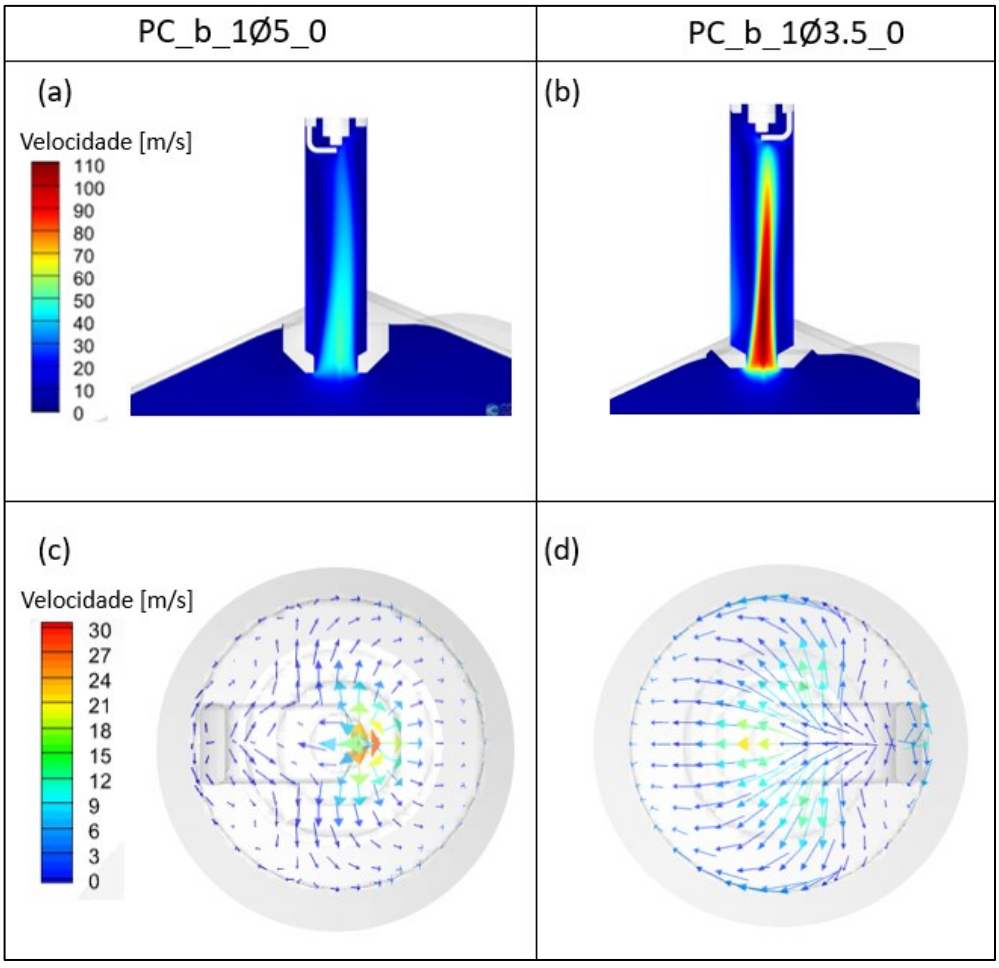
Figura 92 – TKE na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3.5_0 no momento típico de ignição (-30°)



Fonte: Do próprio autor.

O maior nível de TKE na pré-câmara de furo único central de 3,5 mm em comparação à pré-câmara com furo central de 5 mm se dá pelo aumento do gradiente de velocidade entre o eixo central vertical da pré-câmara, por onde passa um escoamento de alta velocidade, e a região lateral, com menor velocidade. Esse maior gradiente de velocidade, conforme ilustrado na Figura 93, proporciona um escoamento da região central da pré-câmara em direção às regiões periféricas (Figura 93d), facilitando a diluição dos gases residuais na mistura fresca e aumento a turbulência local.

Figura 93 – Velocidade na vista frontal e vista de seção na região de ignição para a PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3.5_0 no momento típico de ignição (-30°)



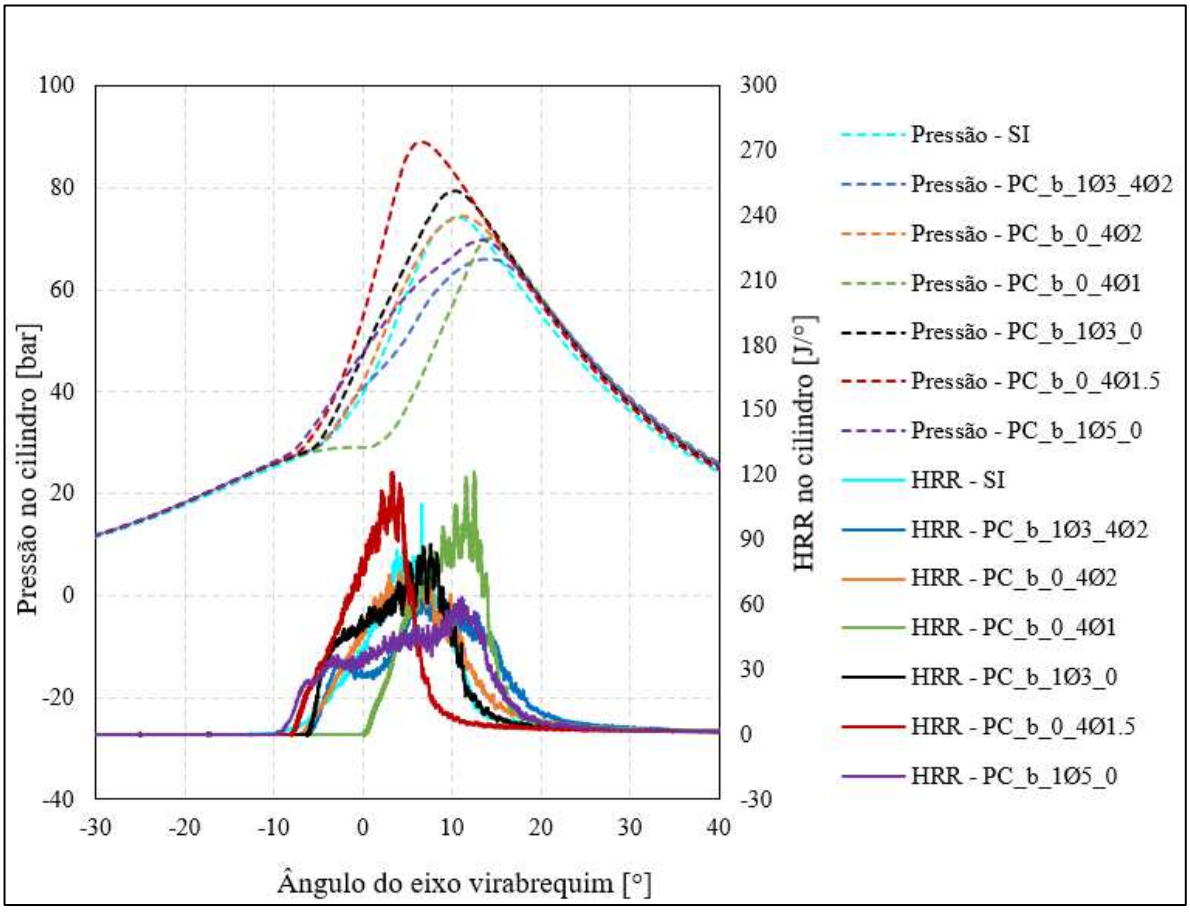
Fonte: Do próprio autor.

6.3.2 Resultados das simulações com modelo completo

A Figura 94 apresenta os resultados obtidos por meio de simulação tridimensional para as sete configurações avaliadas. O gráfico superior mostra a pressão na câmara principal e o gráfico inferior mostra a taxa de liberação de calor. Nota-se que as formas das curvas de taxa de liberação

de calor são qualitativamente bem distintas entre as configurações com pré-câmara que possui furo central e as configurações com pré-câmara que não possui o furo central. No grupo que não possui furo central, as curvas são mais longas e com menores variações. Por outro lado, no grupo que possui o furo central, inicialmente a taxa se eleva rapidamente, mas após um ponto, ainda relativamente cedo na combustão, a razão de elevação da taxa diminui bruscamente. No caso da PC_b_0_4Ø1.5, a taxa de variação da curva chega a cair por um curto intervalo. Desse ponto em diante a curva se eleva, mas relativamente devagar até atingir um máximo. Esse grupo de configurações de pré-câmara com furo central apresenta um tempo de combustão bem maior que o do outro. A conclusão é que a presença do furo central produz essa distinção.

Figura 94 – Curvas de pressão (superior) e taxa de liberação de calor (inferior) na região do cilindro para as sete configurações analisadas



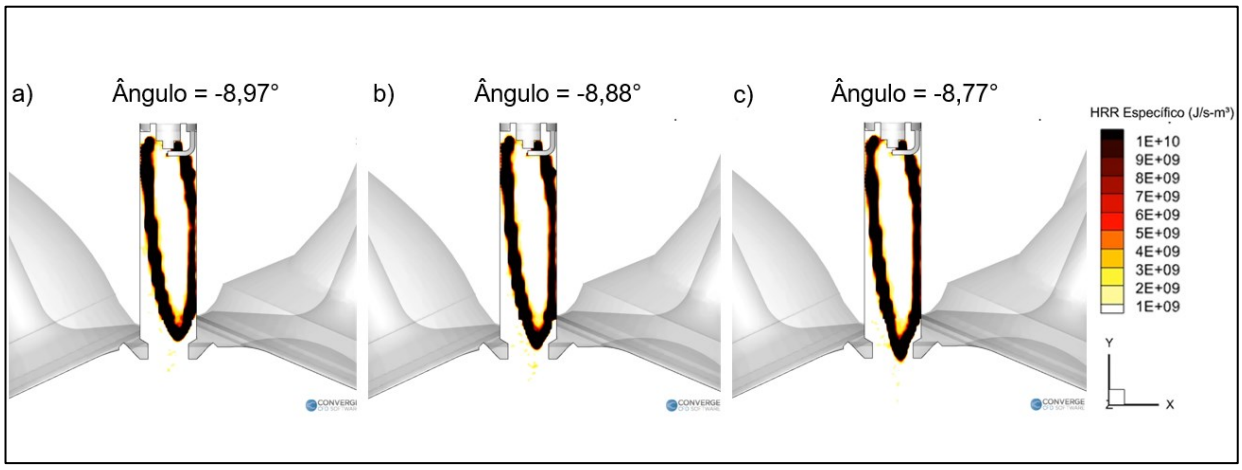
Fonte: Do próprio autor.

A Figura 95 apresenta a vista frontal da pré-câmara nos instantes em que as frentes de chamas estão passando pelo furo de interconexão único e central. Uma vez que a redução da seção da pré-câmara é moderada, a restrição à passagem do jato também é moderada. Isso significa que tanto a velocidade aumenta de forma moderada quanto a pressão é reduzida de forma moderada.

A pré-câmara se comporta como uma extensão da câmara principal e a taxa de aumento da pressão na câmara principal tende a refletir completamente o efeito da combustão na pré-câmara. A relação das áreas totais dos furos entre a PC_b_1Ø5_0 e a PC_b_0_4Ø1 é de mais de seis para um, o que resulta em uma diferença de pressão para uma mesma vazão de mais de trinta e seis para um.

Por outro lado, as áreas totais da PC_b_0_4Ø1.5 (sem furo central) e da PC_b_1Ø3_0 (com furo central) são iguais. Entretanto, a diferença entre as formas das curvas das taxas de liberação de calor (mostradas na Figura 94) é tão pronunciada quanto na comparação anterior. A explicação entre a diferença de formas deve estar em algum outro lugar ou, pelo menos, há um outro fator que contribui significativamente para a diferença.

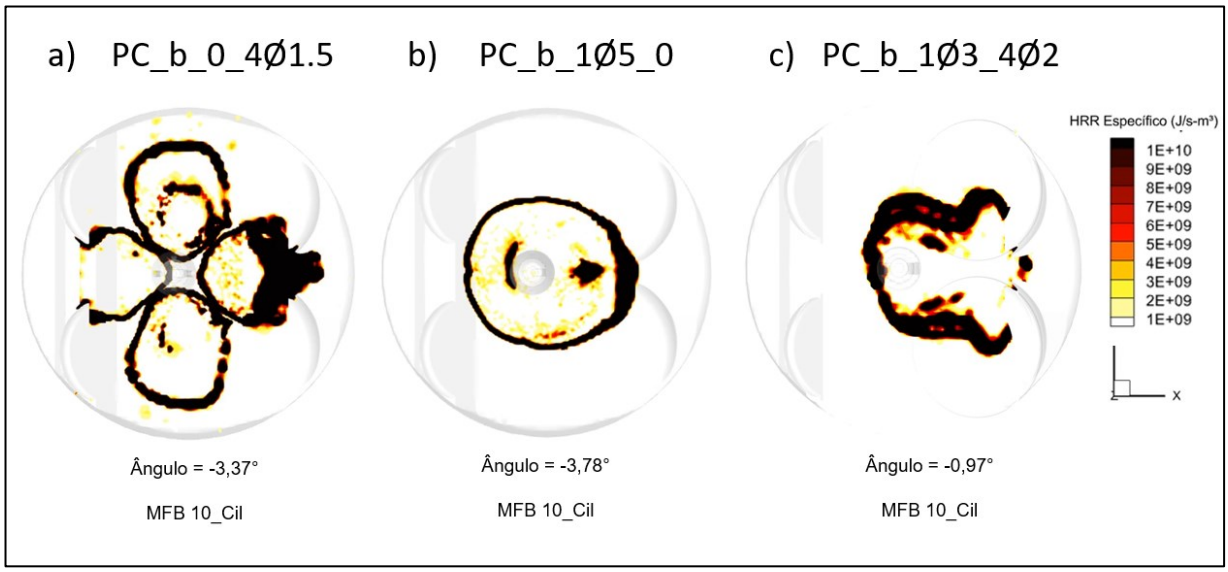
Figura 95 – Passagem da frente de chama (representada pelo HRR) pelo furo central da configuração PC_b_1Ø5_0 na vista frontal



Fonte: Do próprio autor.

Mesmo quando as áreas totais dos furos são iguais, as frentes de chama formadas na câmara principal podem ser bem diferentes. As Figuras 96a e 96b permitem comparar, para a fração da massa queimada da câmara principal igual a 10%, as frentes de chama entre as configurações PC_b_0_4Ø1.5, sem furo central, e PC_b_1Ø5_0, apenas com o furo central. Enquanto a primeira apresenta quatro núcleos de chama em torno dos quais quatro frentes de chama independentes se desenvolvem, a segunda apresenta apenas uma. A maior frente de chama da primeira proporciona uma evolução mais rápida da combustão.

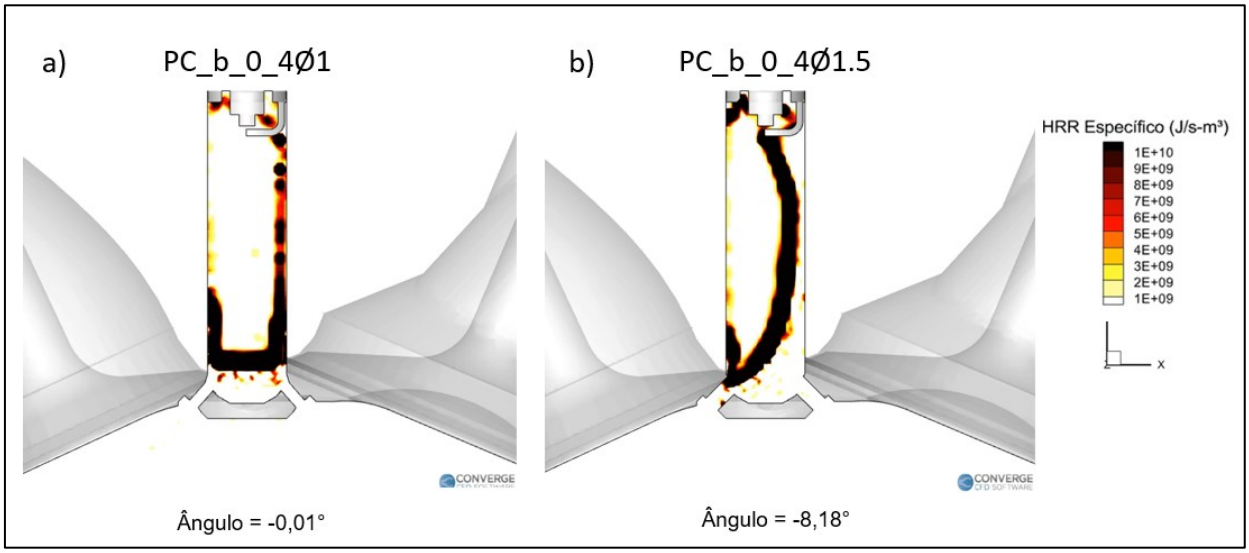
Figura 96 – Frente de chama no instante de MFB 10_Cil na vista superior para as configurações PC_b_0_4Ø1.5, PC_b_1Ø5_0 e PC_b_1Ø3_4Ø2



Fonte: Do próprio autor.

A Figura 96c ilustra, para a fração da massa queimada da câmara principal igual a 10%, a posição da frente de chama para a configuração que tem um furo central de 3 mm e quatro furos laterais de 2 mm (PC_b_1Ø3_4Ø2). A distribuição da frente de chama ocorre, essencialmente, em torno de um núcleo, da mesma forma que no PC_b_1Ø5_0 com apenas um furo central. Apesar de terem uma configuração relativamente próxima, as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5 apresentam comportamentos extremos e opostos em relação ao atraso da ignição na câmara principal. A primeira é a mais atrasado de todas as configurações, a segunda a mais adiantada de todas (Figura 94). A Figura 97 compara as posições das frentes de chama entre as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5 no momento que antecede a ejeção de gases queimados oriundos da pré-câmara para a câmara principal. A primeira distinção relevante é que para a PC_b_0_4Ø1 esse momento ocorre em torno do PMS, enquanto na PC_b_0_4Ø1.5 ocorre cerca de 8° antes do PMS. Considerando-se que o avanço de ignição foi feito em -17,5° do PMS de expansão, o período compreendido entre a ignição e a ejeção é quase que a metade para a PC_b_0_4Ø1.5 quando comparada a PC_b_0_4Ø1.

Figura 97 – Posição da frente de chama no momento que antecede a sua passagem da pré-câmara para a câmara principal para as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5

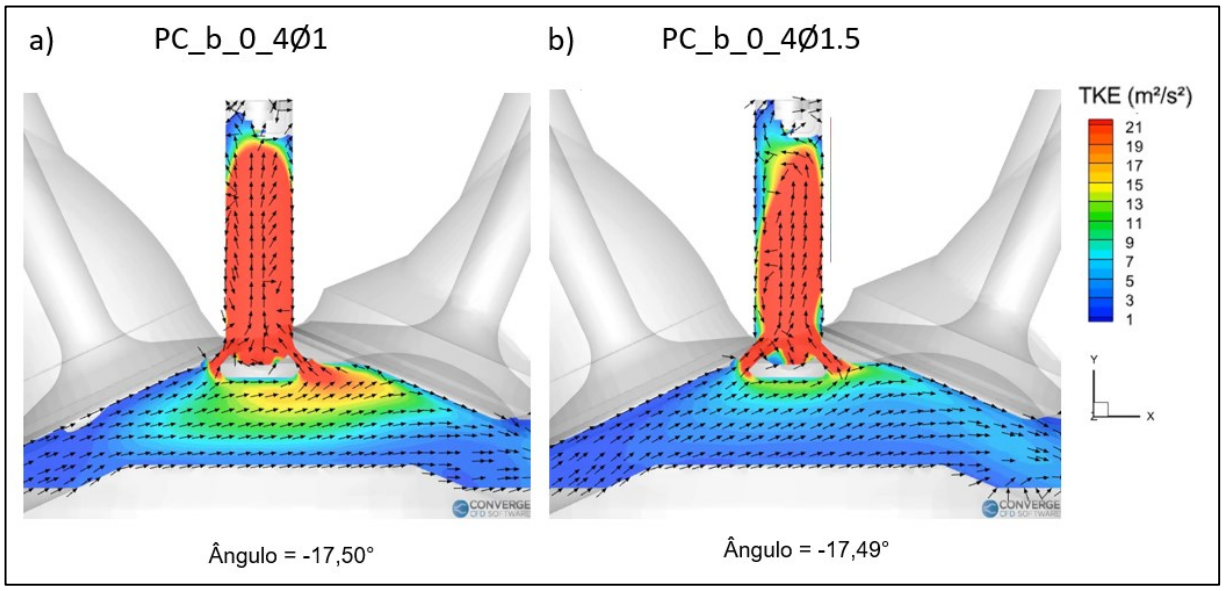


Fonte: Do próprio autor.

A segunda distinção ocorre na forma da frente de chama. Enquanto na PC_b_0_4Ø1 a frente de chama atinge ambos os furos ao mesmo tempo, na PC_b_0_4Ø1.5 há uma grande assimetria da frente. A taxa de combustão pode ser calculada como o produto entre a massa específica, a velocidade laminar de chama e a área da frente de chama. Considerando a massa específica e a velocidade laminar de chama aproximadamente constante, a taxa de combustão será maior quanto maior for a área da frente de chama. Conforme observado na Figura 97, a assimetria na frente de chama observada na PC_b_0_4Ø1.5 aumenta consideravelmente a área da frente de chama e o contato entre os gases queimados e a mistura fresca, o que resulta em uma maior taxa de combustão. Observa-se ainda que boa parte da frente de chama na PC_b_0_4Ø1 está em contato direto com as paredes da pré-câmara e não com a mistura fresca, como ocorre com a PC_b_0_4Ø1.5.

A Figura 98 compara o escoamento e a turbulência entre as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5 no momento da ignição. O nível de TKE é um pouco mais intenso para a configuração PC_b_0_4Ø1 e não pode ser a causa da combustão mais lenta da mesma, a menos que provoque a extinção da chama, o que não é o caso, pois a turbulência aumenta a velocidade de propagação da chama até certo ponto.

Figura 98 – Escoamento e turbulência no momento da ignição para as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5

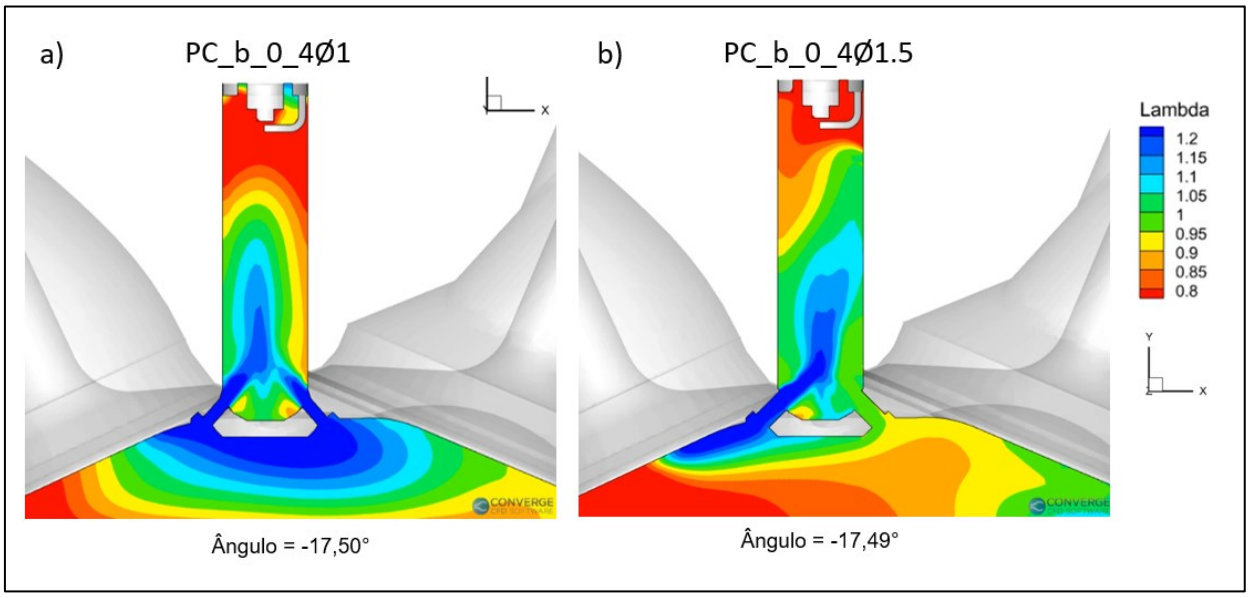


Fonte: Do próprio autor.

Para a configuração PC_b_0_4Ø1, o escoamento é para cima em toda a secção, exceto nas suas extremidades onde o sentido é invertido. Já a configuração PC_b_0_4Ø1.5 apresenta um movimento verticalmente circular, no sentido anti-horário. Nesse caso, a mistura nova que entra na pré-câmara tende a subir pelo seu lado direito, enquanto a mistura mais antiga que já se encontrava na pré-câmara tende a descer pelo seu lado esquerdo. Esse movimento circular reflete a assimetria na entrada dos furos, uma vez que as válvulas de admissão têm uma geometria diferente das válvulas de exaustão.

A Figura 99 compara as distribuições do lambda entre as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5 para a fração da massa queimada da pré-câmara igual a 10%. Há uma estratificação espacial do lambda nas duas pré-câmaras, predominantemente na direção vertical para a PC_b_0_4Ø1 e horizontal para a PC_b_0_4Ø1.5. Essas diferentes estratificações refletem os diferentes escoamentos em cada uma das pré-câmaras.

Figura 99 – Distribuição de lambda no MFB 10_PC para as configurações PC_b_0_4Ø1 e PC_b_0_4Ø1.5



Fonte: Do próprio autor.

Na configuração PC_b_0_4Ø1 a mistura que entra mais cedo e tenderia a ficar próxima aos furos é deslocada para cima pela mistura que entra logo após, no tempo de compressão do motor. A tendência é que a mistura que entrou mais cedo posicione-se mais acima gerando a estratificação vertical do lambda. Na configuração PC_b_0_4Ø1.5, a mistura que entra na pré-câmara desvia para a sua direita, gerando a estratificação horizontal. A mistura que penetra posteriormente se aproxima do topo da pré-câmara e desloca a mistura mais antiga. A mistura mais antiga se desloca, primeiramente, para a esquerda e, posteriormente, para baixo na pré-câmara. Esse movimento para baixo soma-se à propagação da chama, reduzindo o intervalo de tempo necessário para a frente atingir o furo. Há uma redução do atraso da ignição da câmara principal para a PC_b_0_4Ø1.5.

Outro fator relevante é o acúmulo de uma mistura excessivamente rica em torno da vela de ignição. Apesar da Figura 99 apresentar em sua escala o lambda mínimo de 0,8, a mistura em torno da vela de ignição possui um lambda na faixa 0,65 a 0,75 para a configuração PC_b_0_4Ø1 e 0,8 a 0,85 para a PC_b_0_4Ø1.5. Nas condições normais de temperatura e pressão essa diferença implica em uma redução de um terço da velocidade de chama. Segundo Heywood (2018), a curva da velocidade laminar da chama em função do lambda possui formato de parábola com a concavidade voltada para baixo. Para o etanol anidro, a máxima velocidade laminar de chama é de 46 cm/s em um lambda de 0,91. Assim, a estratificação da mistura presente na configuração PC_b_0_4Ø1.5 favorece o aumento da velocidade laminar de chama.

6.3.3 Considerações finais sobre a extrapolação dos resultados da fase 1

As configurações de pré-câmaras com menores volumes possuem uma melhor remoção de gases queimados devido à menor distância que a parcela de ar e combustível oriunda da câmara principal tem de percorrer para atingir os eletrodos da vela de ignição instalada na pré-câmara. Com relação à área total de furos, observa-se que o seu aumento intensifica a concentração de gases residuais. Isso se dá principalmente pelo fato de que o aumento da área total dos furos de interconexão diminui o nível de turbulência na região dos eletrodos, atrapalhando o processo de limpeza dos gases residuais. A remoção do furo central de interconexão melhora o processo de remoção de gases queimados na região de ignição devido ao aumento do nível de TKE nessa região. O deslocamento (*offset*) do eixo central dos furos de interconexão provou-se ineficaz para as pré-câmaras estudas, uma vez que elas possuem a vela de ignição centralizada e, assim, o eletrodo lateral produz um bloqueio ao escoamento que resulta em uma péssima remoção dos gases queimados da região do eletrodo central da vela de ignição.

No que diz respeito ao processo de combustão, verifica-se que a presença do furo central de interconexão da pré-câmara produz uma curva de liberação de calor com menor inclinação e em um intervalo angular maior, representando assim uma combustão mais lenta quando comparada às configurações sem o furo central. Isso se deve principalmente pela área de projeção da frente de chama na câmara de combustão principal. Enquanto as pré-câmaras com apenas furos laterais possuem maior número de núcleos de chama em torno dos quais as frentes de chama independentes se desenvolvem, as configurações com furo central possuem um único núcleo de frente de chama que se desenvolvem em uma menor área, proporcionando uma combustão mais lenta.

Com relação ao formato da frente de chama, observa-se que frentes de chamas mais assimétricas possuem maiores áreas de frentes de chamas e consequentemente o contato entre os gases queimados e a mistura fresca é maior, acelerando a combustão. A assimetria da frente de chama é uma consequência da formação da mistura ar-combustível e da assimetria do escoamento no interior da pré-câmara, no tempo de compressão do motor. Além disso, verifica-se que a estratificação horizontal da mistura ar-combustível no interior da pré-câmara produz um padrão de escoamento no seu interior que acelera o processo de combustão, reduzindo assim o atraso de ejeção.

6.4 Resultados da segunda fase de testes

Após ser concluída as análises e discussões dos resultados das extrapolações numéricas da fase 1, buscou-se a realização de testes de modo que se pudesse comprovar experimentalmente as análises feitas anteriormente. Para tal, foram fabricadas sete pré-câmaras, todas com 2,5% de volume em relação à câmara principal, e suas geometrias estão detalhadas na Tabela 29.

Tabela 29 – Especificações das configurações de PC a serem estudadas nos testes da fase 2

Nome	N° furo central	Ø f. central (mm)	N° f. laterais	Ø f. lateral (mm)	$\forall_{PC}$ (mm^3)	$A_f/\forall_{PC}$ (mm^{-1})	Offset (mm)
PC_a_0_4Ø1	0	0	4	1,0	865,5	3,63E-03	---
PC_a_0_4Ø1.5	0	0	4	1,5	865,5	8,17E-03	---
PC_a_0_4Ø2	0	0	4	2,0	865,5	1,45E-02	---
PC_a_0_6Ø1.5	0	0	6	1,5	865,5	1,23E-02	---
PC_a_0_6Ø1	0	0	6	1,0	865,5	5,44E-03	---
PC_a_1Ø5_0	1	5	0	0	865,5	2,27E-02	---
PC_a_1Ø3_0	1	3	0	0	865,5	8,17E-03	---

Fonte: Do próprio autor.

A Tabela 30 apresenta a variação da eficiência de conversão de combustível, em relação à configuração SI, de cada configuração com pré-câmara estudada. As barras em azul representam as variações positivas, ao passo que as barras em vermelho representam as variações negativas. Devido ao alto nível de vibrações do conjunto mecânico do dinamômetro ativo do motor monocilíndrico de pesquisa, principalmente do eixo cardam que conecta o dinamômetro ao motor, não foi possível aquisitar os dados referentes ao ponto P1 (1500 rpm, 10,8 bar de IMEP) para as configurações estudadas na fase 2. Acredita-se que as vibrações que ocorrem nesse ponto operacional são provenientes do fenômeno de ressonância, posto que quando a rotação do motor está sendo elevada e passa pelo valor de 1500 rpm, o nível de vibração do motor se intensifica, levando-se a crer que a frequência fundamental do conjunto esteja próxima a esse valor.

Comparando-se a Tabela 30 com a Tabela 21, observa-se que há uma melhoria significativa no valor da eficiência de conversão de combustível das configurações com pré-câmara (em relação ao SI) da segunda fase, em relação à primeira. Conforme foi mostrado na Tabela 21, enquanto na primeira fase houve apenas 6 aquisições em que as eficiências de conversão de combustível das configurações com pré-câmara superaram a configuração SI, na segunda fase esse valor subiu para 25. Considerando que na primeira fase foram testadas oito pré-

câmaras em nove pontos operacionais (72 aquisições) e na segunda fase foram testadas 7 pré-câmaras em oito pontos operacionais (56 aquisições), então verifica-se que apenas 8,3% das configurações de pré-câmara apresentaram variações de eficiência de conversão de combustível maior que o SI na fase 1, ao passo que na fase 2 esse valou passou para 44,6%. Isso indica uma maior otimização das pré-câmaras da fase 2, no que se refere à eficiência de conversão de combustível.

Tabela 30 – Variação da η_f (%) para as configurações com PC em relação ao SI

	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar	Média
PC_a_1Ø5_0	0.4%	0.7%	0.8%	-0.2%	0.2%	-0.2%	0.4%	-0.1%	0.2%
PC_a_1Ø3_0	0.0%	0.7%	0.5%	-0.2%	-0.2%	-0.6%	0.0%	0.1%	0.0%
PC_a_0_4Ø1	-0.7%	-1.7%	0.0%	-0.5%	-0.3%	-0.8%	0.3%	-0.1%	-0.5%
PC_a_0_4Ø1.5	0.6%	-0.5%	0.8%	-0.3%	0.0%	0.0%	0.1%	0.0%	0.1%
PC_a_0_4Ø2	0.1%	1.0%	0.5%	0.2%	0.4%	-0.1%	0.4%	0.2%	0.3%
PC_a_0_6Ø1.5	0.4%	1.0%	0.7%	0.1%	0.0%	-1.1%	0.2%	0.1%	0.2%
PC_a_0_6Ø1	-0.6%	-0.5%	0.0%	-0.8%	-0.4%	-0.5%	-0.1%	-0.5%	-0.4%

Fonte: Do próprio autor.

Nota-se também, através da análise da Tabela 30, que a PC_a_0_4Ø2 foi a configuração que mais apresentou variações positivas da eficiência de conversão de combustível em relação ao SI. Para esta configuração com pré-câmara, sete aquisições apresentaram variações positivas em um total de oito pontos operacionais testados. A segunda e terceira configurações, no que diz respeito à maior quantidade de aquisições com variações positivas na eficiência de conversão de combustível, foram a PC_a_0_6Ø1.5 e a PC_a_1Ø5_0, respectivamente. Analisando-se as especificações geométricas destas pré-câmaras, dadas na Tabela 29, observa-se que estas três configurações são justamente as que apresentam as maiores relações de área total de furos por volume de pré-câmara ($A_f/\forall_{PC}$).

Isso acontece porque houve uma grande redução da relação $A_f/\forall_{PC}$ da primeira para segunda fase, uma vez que na primeira fase foi visto que a pressão na pré-câmara não estava suficientemente alta para produzir jatos com alto valor de energia e uma taxa de combustão maior. Porém, reduzir muito a razão $A_f/\forall_{PC}$ aumenta a restrição à passagem dos jatos a serem ejetados da pré-câmara, o que eleva a pressão e a temperatura no seu interior. Com a maior temperatura do fluido no interior da pré-câmara, há mais perda de calor por convecção e, consequentemente, redução na eficiência de conversão de combustível. Assim, a geometria da pré-câmara PC_a_0_4Ø2 possui um $A_f/\forall_{PC}$ que está em um meio termo entre os altos valores da primeira fase (0,0162 mm^{-1} a 0,0372 mm^{-1}) e os baixos valores da segunda fase (0,0036 mm^{-1} a 0,0227 mm^{-1}). Contudo, há uma outra forma de reduzir o $A_f/\forall_{PC}$ aumentando a taxa de combustão e a energia dos jatos expelidos sem aumentar as perdas de calor pelas paredes. Isso pode ser feito reduzindo

ainda mais o volume interno da pré-câmara, uma vez que a redução do volume interno também reduz a área interna da pré-câmara, reduzindo-se assim a superfície para as perdas de calor por convecção. Essa estratégia será discutida com maior nível de detalhes mais adiante.

A Tabela 31 e a Tabela 32 apresentam as variações de MFB 10-50 e MFB 50-90, respectivamente, para as configurações com pré-câmaras em relação à configuração SI. As variações negativas (desejáveis) estão em azul enquanto as variações positivas estão em vermelho. Diferentemente da primeira fase, em que a segunda metade da combustão foi consideravelmente mais rápida que a primeira para praticamente todas as aquisições, na segunda fase a diminuição da duração da combustão em relação ao SI foi mais equiparável entre a primeira e segunda etapa da combustão. Isso já era esperado que ocorresse, pois com a redução da área total dos furos há um maior nível de pressão no interior da pré-câmara, o que aumenta a taxa da combustão na pré-câmara e aumenta a penetração dos jatos expelidos no interior da câmara principal, acelerando assim a primeira fase da combustão na câmara principal.

Tabela 31 – Variação do MFB 10-50 (°) para as configurações com PC em relação ao SI

	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
PC_a_1Ø5_0	0,32	0,65	-1,16	-0,40	-0,65	-0,60	0,05	0,27
PC_a_1Ø3_0	-1,36	0,75	-1,91	-1,45	-0,63	-0,36	0,14	-0,55
PC_a_0_4Ø1	-2,85	-1,81	-3,71	-2,59	-1,45	-1,77	-1,53	-0,92
PC_a_0_4Ø1.5	-1,35	-0,54	-2,53	-2,24	-1,66	-1,67	-1,47	-0,84
PC_a_0_4Ø2	-1,20	-0,32	-2,36	-2,12	-1,52	-1,46	-1,02	-0,69
PC_a_0_6Ø1.5	-1,70	-1,34	-2,56	-2,40	-1,89	-1,36	-0,94	-1,13
PC_a_0_6Ø1	-3,51	-1,47	-3,29	-3,19	-1,89	-1,62	-1,24	-0,92

Fonte: Do próprio autor.

Tabela 32 – Variação do MFB 50-90 (°) para as configurações com PC em relação ao SI

	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
PC_a_1Ø5_0	0,16	-0,82	0,33	-0,15	-0,06	-0,57	-0,70	0,15
PC_a_1Ø3_0	-0,34	-1,38	0,49	-0,25	-0,14	-0,49	-0,37	-0,06
PC_a_0_4Ø1	-4,31	-6,16	-3,14	-4,40	-3,95	-3,31	-3,20	-3,16
PC_a_0_4Ø1.5	-2,74	-4,55	-1,83	-3,10	-2,80	-2,65	-2,34	-2,28
PC_a_0_4Ø2	-1,56	-3,75	-0,80	-2,12	-1,81	-1,46	-1,25	-1,11
PC_a_0_6Ø1.5	-1,99	-4,20	-0,88	-2,70	-2,25	-1,46	-1,40	-1,54
PC_a_0_6Ø1	-3,35	-5,00	-2,31	-3,21	-2,83	-2,34	-1,89	-1,50

Fonte: Do próprio autor.

Nota-se também que as configurações que possuem um único furo central (PC_a_1Ø5_0 e a PC_a_1Ø3_0) não tiverem reduções significativas na duração da primeira e segunda metade da combustão. Inclusive houve o aumento da duração da combustão, tanto na primeira quanto na

segunda metade da combustão, para alguns pontos. Isso se dá pelo fato de que essas pré-câmaras possuem um modo de combustão bastante diferente das configurações de pré-câmaras com furos laterais. Nas configurações com um único furo central, de maior diâmetro, o jato ejetado pelo furo central da pré-câmara inicialmente é orientado em direção ao pistão, que representa uma barreira a este jato. Posteriormente, a chama se espalha pela câmara principal, do centro para a extremidade. Por outro lado, as pré-câmaras com múltiplos furos laterais direcionam os jatos para o interior da câmara de combustão de forma distribuída, aumentando assim a área total da frente de chama. Assim, cada jato expelido da pré-câmara tem que percorrer uma porção menor de volume da câmara de combustão principal, o que justifica a redução da duração da combustão, principalmente da primeira parte.

Comparando-se os resultados de COV-IMEP da primeira fase de testes (Tabela 24) com os da segunda fase de testes (Tabela 33), verifica-se que tanto o valor médio quanto o valor máximo do COV-IMEP diminuíram. Enquanto na primeira fase de testes experimentais os valores médio e máximo foram de 2,01% e 4,29%, respectivamente, na segunda fase a média e o máximo diminuíram para 1,30% e 2,82%, respectivamente. Além disso, observa-se que enquanto na primeira fase houve treze ocorrências de COV-IMEP maiores que 3%, na segunda fase não houve nenhuma ocorrência. Desse modo, nota-se que as configurações com pré-câmara da segunda fase foram capazes de amenizar as variações ciclo a ciclo por toda a faixa de operação testada.

Tabela 33 – Valor do COV-IMEP (%) para as configurações com PC e SI

	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
SI	1.29	2.42	1.15	1.13	1.98	1.52	1.22	1.32
PC_a_1Ø5_0	1.62	1.60	1.43	1.21	1.55	1.58	1.68	2.82
PC_a_1Ø3_0	1.20	1.00	1.15	0.86	1.03	1.22	1.18	1.45
PC_a_0_4Ø1	1.42	1.47	1.46	0.93	1.09	1.26	1.14	1.37
PC_a_0_4Ø1.5	1.16	1.17	1.23	0.91	1.17	1.21	1.38	1.65
PC_a_0_4Ø2	1.26	1.21	1.23	1.01	1.31	1.63	1.36	1.56
PC_a_0_6Ø1.5	1.14	0.98	1.19	0.86	1.11	1.16	1.18	1.28
PC_a_0_6Ø1	1.47	1.26	1.14	0.90	0.93	1.14	1.23	2.76

Fonte: Do próprio autor.

A Tabela 34 apresenta as variações nas emissões de hidrocarbonetos para as configurações com pré-câmara, da segunda fase, em relação à configuração SI. Nota-se que não houve uma tendência de variação significativa; exceto para o P2 (2000 rpm e 6,8 bar de IMEP) que apresentou uma tendência de redução das emissões de HC, e para o P8 (4000 rpm e 18 bar de IMEP), que apresentou uma tendência de aumento dessas emissões.

Tabela 34 – Variação de HC (g/kWh) para as configurações com PC em relação ao SI

	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
PC_a_1Ø5_0	-0,21	0,08	0,02	0,04	0,02	0,06	0,18	-0,06
PC_a_1Ø3_0	-0,21	0,00	0,01	0,05		0,02	0,15	-0,06
PC_a_0_4Ø1	0,04	0,05	0,01	0,02	0,00	0,05	0,13	-0,04
PC_a_0_4Ø1.5	-0,23	0,14	-0,05	0,03	0,00	0,05	0,14	0,01
PC_a_0_4Ø2	-0,32	0,28	-0,03	0,02	-0,05	0,01	0,10	-0,07
PC_a_0_6Ø1.5	-0,27	0,01	-0,06	0,01	0,01	0,04	0,16	0,02
PC_a_0_6Ø1	-0,02	0,02	-0,07	0,03	0,01	0,03	0,12	

Fonte: Do próprio autor.

As emissões de HC diminuem com o favorecimento de condições que propiciam a oxidação da mistura de ar e combustível. O aumento da turbulência com a inserção das pré-câmaras possui potencial de aumentar a taxa de combustão, conforme foi mostrado anteriormente, reduzindo a possibilidade de maiores frações de massa de ar e combustível não oxidarem completamente, reduzindo assim as emissões de HC no ponto P2. Contudo, valores excessivos de turbulência, principalmente em condições de alta rotação e carga, pode aumentar o coeficiente de transferência de calor por convecção e assim promover o apagamento da combustão em maiores porções de fluido.

Tabela 35 – Variação de NOx (g/kWh) para as configurações com PC em relação ao SI

	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
PC_a_1Ø5_0	0,49	2,30	-0,01	0,66	1,39	0,46	0,43	-0,61
PC_a_1Ø3_0	-0,47	1,03	-1,28	0,39		0,04	-1,13	-0,94
PC_a_0_4Ø1	0,74	4,27	-1,10	1,38	3,10	1,72	1,01	-0,12
PC_a_0_4Ø1.5	-0,53	4,00	-0,82	1,08	2,42	0,85	0,41	-0,28
PC_a_0_4Ø2	-0,81	0,34	-0,77	0,12	0,72	-0,31	-0,53	-0,55
PC_a_0_6Ø1.5	0,05	2,91	-0,15	0,87	1,50	1,03	-0,06	0,57
PC_a_0_6Ø1	0,55	2,66	0,15	1,14	2,63	1,17	-1,16	

Fonte: Do próprio autor.

Com relação às emissões de NOx, observa-se que os resultados da segunda fase de testes (Tabela 35) foram consideravelmente piores que os encontrados para as configurações com pré-câmara na primeira fase de testes (Tabela 26). Acredita-se que esse resultado para a segunda fase é decorrente de dois fatores: a diferença de pressão entre as câmaras e a ocorrência do apagamento da chama na passagem pelo furo. Com relação à diferença de pressão entre as câmaras, tem-se que a menor razão A_f/V_{PC} causou um aumento da pressão e temperatura no interior da pré-câmara, aumentando assim a formação de NOx no interior da pré-câmara e na câmara de combustão principal. Contudo, caso o jato ejetado pela pré-câmara se apagasse durante à passagem pelos furos de interconexão, a temperatura média no interior da câmara principal seria reduzida. Além

disso, o reascendimento da chama na câmara principal seria por meio de radicais ativos como o OH*, em uma temperatura consideravelmente menor. Uma investigação mais aprofundada acerca da ocorrência do apagamento dos jatos será feita mais adiante.

6.4.1 Considerações finais sobre os resultados da fase 2

A partir dos resultados analisados, nota-se uma otimização significativa das pré-câmaras da segunda fase, em relação às da primeira. Enquanto apenas 8,3% das configurações de pré-câmara apresentaram variações de eficiência de conversão de combustível maior que o SI na fase 1, na fase 2 esse valou passou para 44,6%. Além disso, a configuração PC_a_0_4Ø2 apresentou o melhor resultado de eficiência de conversão de combustível na segunda fase, apresentando variações positivas (em relação ao SI) em 87,5% dos pontos aquisitados. Esse resultado é devido, principalmente, ao valor da A_f/V_{PC} desta pré-câmara, que não é baixo o suficiente para produzir jatos de baixa energia e uma combustão demasiadamente lenta, nem é alto o suficiente para aumentar sobremaneira a transferência de calor por convecção.

Observa-se também que as configurações da segunda fase diminuíram a duração da combustão de maneira mais uniforme em relação às da primeira fase, na qual se observava que a segunda metade da combustão foi consideravelmente mais rápida que a primeira metade. Além disso, devido ao espalhamento dos jatos pela câmara de combustão principal, as configurações de pré-câmara com furos laterais apresentam uma combustão mais rápida quando comparadas àquelas que possuem apenas furo central. Com relação às emissões de poluentes, verifica-se que as emissões de NOx das configurações de pré-câmara da segunda fase foram piores quando comparadas às da primeira fase. Já as emissões de HC não apresentaram uma tendência de variação significativa.

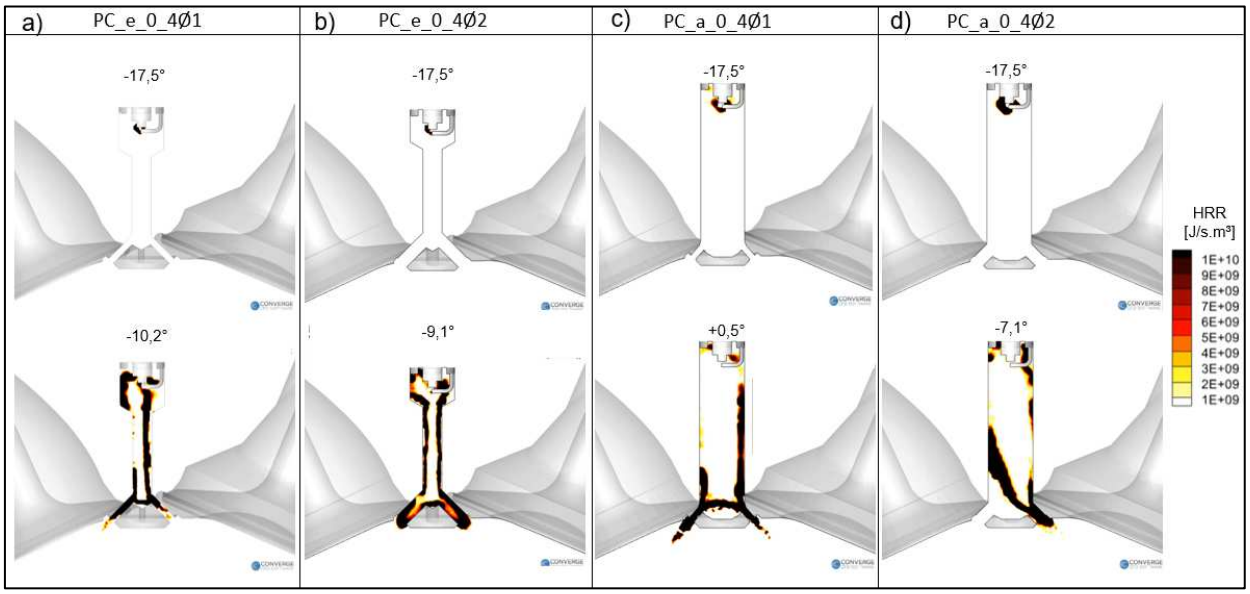
6.5 Discussão dos resultados das extrapolações da segunda fase de testes

Nos testes experimentais e simulações anteriores, ficou claro que a redução do volume interno da pré-câmara impactou positivamente na melhora do desempenho do motor. Contudo, não foi investigado se reduções adicionais deste volume são benéficas ou não. Nas próximas seções, são apresentados resultados das simulações que comparam a redução do volume interno de 2,5 % (volume “a”) para 1,0% (volume “e”). Além disso, uma seção adicional é dedicada ao estudo sobre o impacto do apagamento da chama na combustão e desempenho do motor com pré-câmara.

6.5.1 Redução adicional do volume interno da pré-câmara

A Figura 100 apresenta os valores de taxa de liberação de calor específica para quatro configurações de motor com pré-câmara, tanto no avanço de ignição quanto na ejeção dos jatos. As configurações PC_e_0_4Ø1 e PC_e_0_4Ø2 são relativas às pré-câmaras de volume interno correspondente a 1% do volume da câmara de combustão e com 4 furos laterais: a primeira possui furos de 1 mm e a segunda de 2 mm de diâmetro. Já as configurações PC_a_0_4Ø1 e PC_a_0_4Ø2 são relativas às pré-câmaras de volume interno correspondente a 2,5% e com 4 furos laterais de 1 mm e 2 mm, respectivamente. O avanço de ignição é o mesmo para todas as configurações: -17,5°. Nota-se claramente que a combustão no interior da pré-câmara é mais rápida na configuração de menor volume. O tempo que a frente de chama leva para atingir os furos de interconexão (denominado atraso de ejeção) é de 7,3° para a PC_e_0_4Ø1 e 8,4° para PC_e_0_4Ø2, ao passo que esse valor é de 18,0° para a PC_a_0_4Ø1 e 10,4° para a PC_a_0_4Ø2. Um menor atraso de ejeção reduz a probabilidade de ocorrência de combustão anormal. Para as configurações de pré-câmaras com 1,0% de volume, esse menor atraso de ejeção é devido à menor distância da vela de ignição aos furos de interconexão da pré-câmara. Observa-se ainda que, para as configurações com 1,0% de volume, o menor diâmetro dos furos de interconexão produz um menor atraso de ejeção. Mas isso não é verdadeiro para a configuração com 2,5% de volume. A partir da análise da Figura 100d, nota-se que a frente de chama se desenvolve de forma assimétrica no interior da pré-câmara, fazendo com que a frente de chama possua maior área quando comparada àquela da Figura 100c. Uma vez que a taxa de queima é proporcional à área da frente de chama, quanto maior a frente de chama maior a taxa de queima.

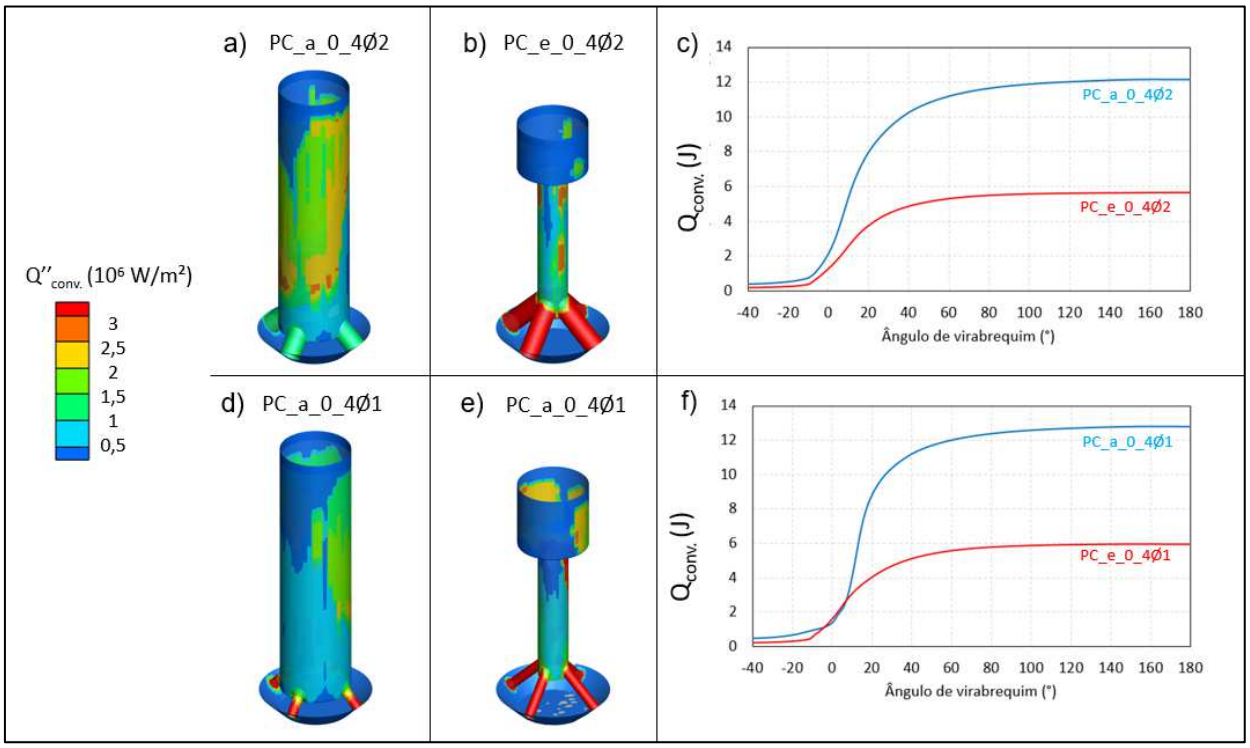
Figura 100 – HRR específico para as pré-câmaras de 1% e 2,5% de volume e furos laterais de 1 mm e 2 mm de diâmetro



Fonte: Do próprio autor.

Além do menor atraso de ejeção, a redução do volume interno da pré-câmara e a consequente redução da sua área interna produz uma menor transferência de calor por convecção. A Figura 101 apresenta a transferência de calor por convecção para as configurações de pré-câmaras com 1% de volume e 2,5% de volume e furos laterais de 1 mm e 2 mm de diâmetro. As imagens apresentadas nas Figuras 101a, 101b, 101d e 101e foram retiradas no ângulo de MFB 50 da pré-câmara. Uma vez que a temperatura de parede no *CONVERGE* é imposta, a variação de temperatura do material ao longo do tempo não foi levada em consideração nas simulações. Observa-se uma perda térmica significativamente maior nas pré-câmaras de maior volume, sendo que na PC_a_0_4Ø1 e PC_a_0_4Ø2 houve transferência de calor do fluido para a parede no valor de 12,8J e 12,2 J, respectivamente. Já para as pré-câmaras de menor volumes, a transferência de calor foi de 5,9 J para a PC_e_0_4Ø1 e 5,7 J para a PC_a_0_4Ø2. Portanto, observa-se que a redução da área interna devido à redução de volume causou uma diminuição da transferência de calor por convecção para menos da metade. Além disso, nota-se que o diâmetro menor do furo de interconexão ocasionou maior perda térmica. Isso se deve ao fato de que o diâmetro menor do furo gera uma maior pressão no interior da pré-câmara durante a combustão, o que eleva a perda de calor para as paredes internas devido à alta temperatura do fluido.

Figura 101 – Transferência de calor por convecção para as pré-câmaras de 1% e 2,5% de volume e furos laterais de 1 mm e 2 mm de diâmetro



Fonte: Do próprio autor.

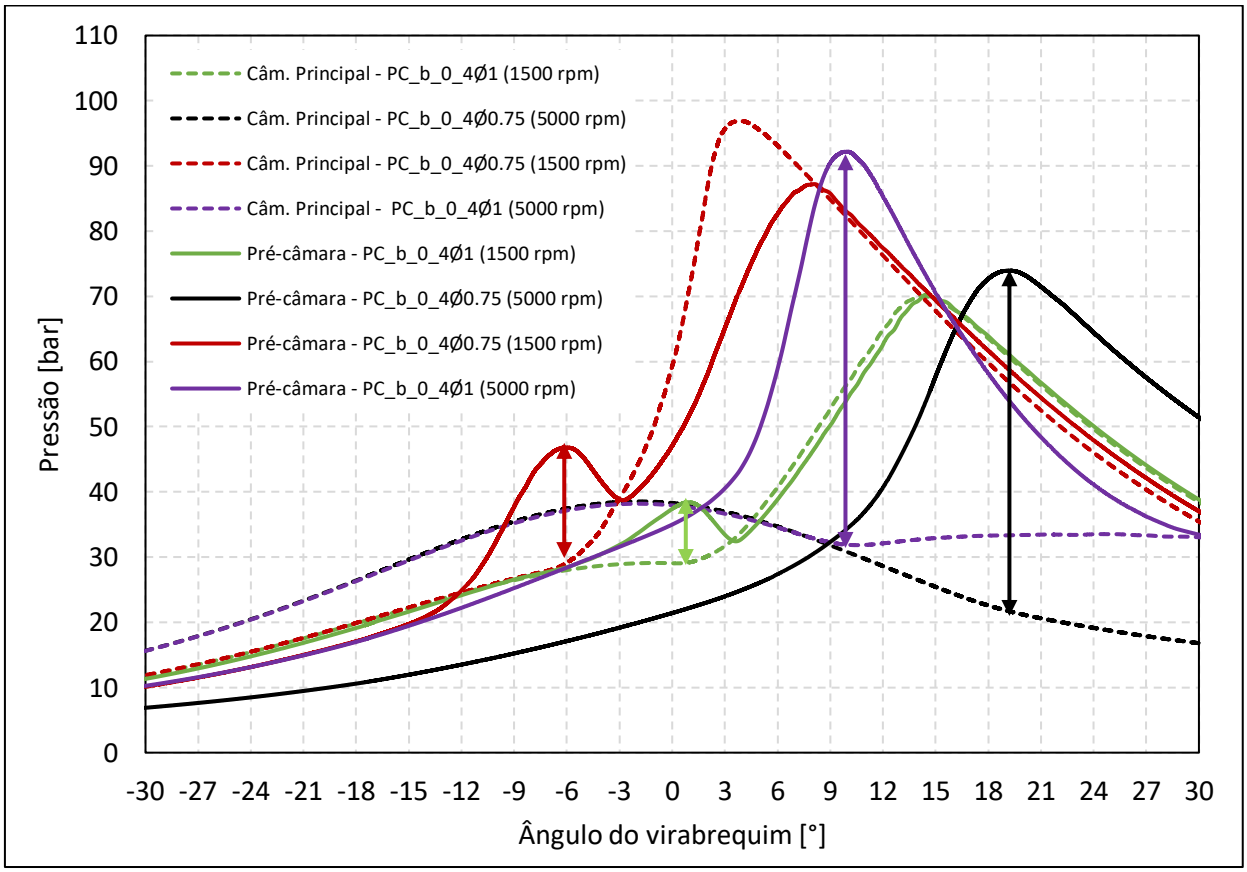
6.5.2 Apagamento da chama após a passagem do jato pelos furos da pré-câmara

Para a investigação do fenômeno de apagamento de chama após a passagem dos jatos pelos furos de interconexão da pré-câmara, foi utilizada como base a configuração PC_b_0_4Ø1, já estudada na fase 2, e o ponto operacional P1 (1500 rpm e 10,8 bar de IMEP). Sabendo-se que o apagamento de chama é impactado por fatores tais como a diferença de pressão entre a prê-câmara e a câmara principal (ΔP) e o nível de turbulência no motor, foram então propostas uma redução adicional no diâmetro dos furos de interconexão e aumento da velocidade de rotação do motor, mantendo-se a carga. Assim, a configuração anteriormente denominada PC_b_0_4Ø1, nessa seção será chamada de PC_b_0_4Ø1 (1500 rpm). O efeito da redução do diâmetro dos furos laterais no apagamento/reascendimento da chama foi investigado comparando-se essa configuração com a PC_b_0_4Ø0.75 (1500 rpm), já o efeito do aumento da rotação do motor foi analisado por meio da configuração PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm) e o efeito combinado desses dois fatores por meio da PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm).

A Figura 102 apresenta as curvas de pressão, tanto na câmara principal quanto na pré-câmara, para as configurações analisadas. As linhas tracejadas representam a pressão na câmara

principal, ao passo que as linhas sólidas representam a pressão na pré-câmara. Além disso, as setas verticais incluídas no gráfico representam o máximo valor da diferença de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal. Nota-se que a configuração PC_b_0_4Ø1 (1500 rpm) foi a que apresentou menor variação de pressão entre as duas câmaras, sendo esse valor igual a 9,2 bar, sendo seguida pela PC_b_0_4Ø0.75 (1500 rpm) que produziu uma variação máxima de pressão entre as duas câmaras igual a 17,4 bar. As configurações PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) e PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm) obtiveram variações máximas de ΔP iguais a 52,4 bar e 59,7 bar, respectivamente. Verifica-se, portanto, que o efeito da rotação do motor é preponderante no delta de pressão entre as câmaras.

Figura 102 – Curvas de pressão na câmara de combustão principal e na pré-câmara para as configurações analisadas

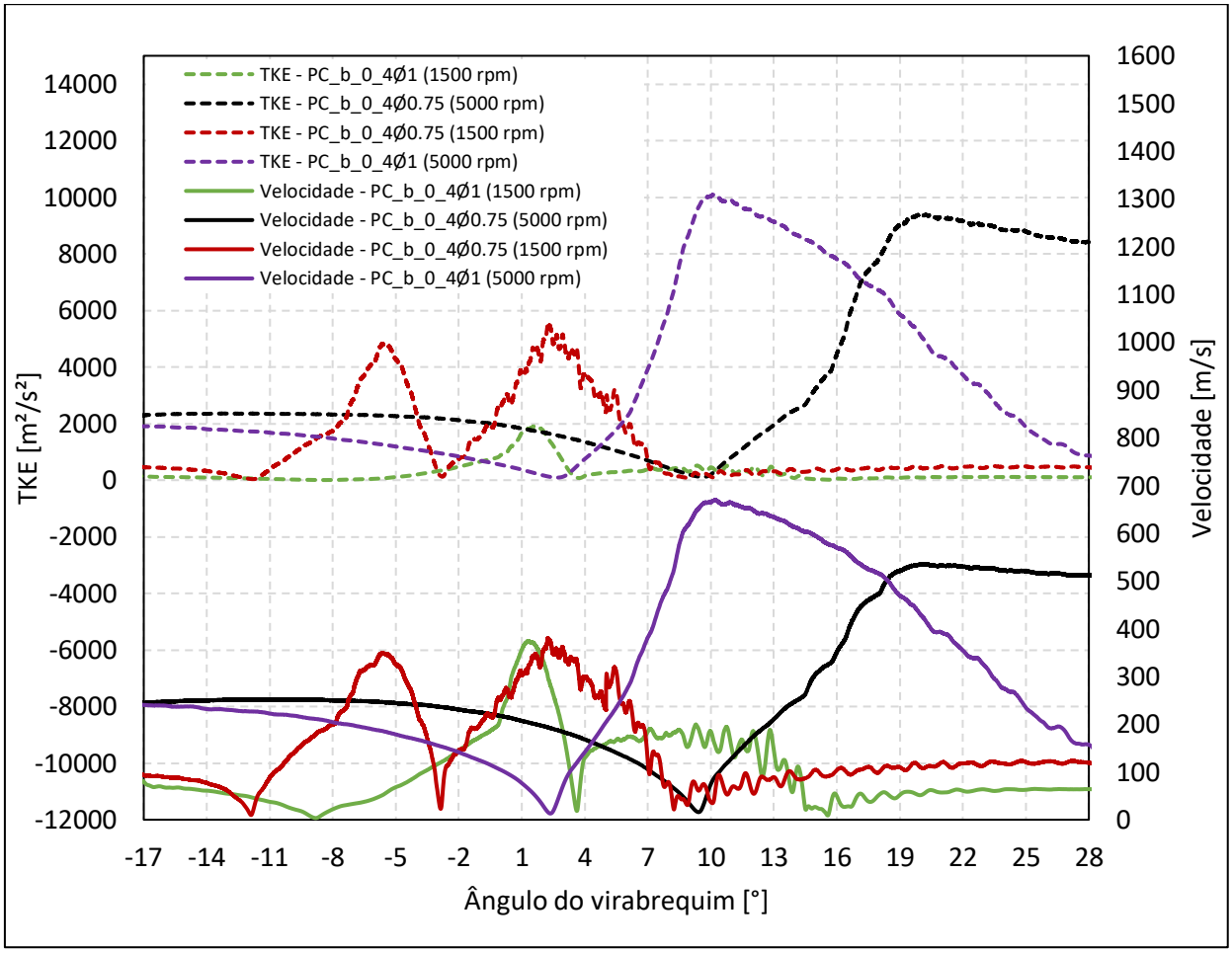


Fonte: Do próprio autor.

O nível de turbulência e velocidade dos jatos na região dos furos seguem a mesma tendência vista para as variações máximas de pressão entre as duas câmaras. Conforme observado na Figura 103, os valores máximos de TKE e velocidade dos jatos podem ser classificados, em ordem crescente, da seguinte forma: PC_b_0_4Ø1 (1500 rpm), PC_b_0_4Ø0.75 (1500 rpm), PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) e PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm); a mesma ordem encontrada para os

valores de ΔP analisados anteriormente. A configuração PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm) chega a atingir um TKE máximo de 10000 m²/s², cerca de cinco vezes maior que o TKE máximo PC_b_0_4Ø1 (1500 rpm).

Figura 103 – Curvas de TKE e velocidade na região dos furos para as configurações analisadas

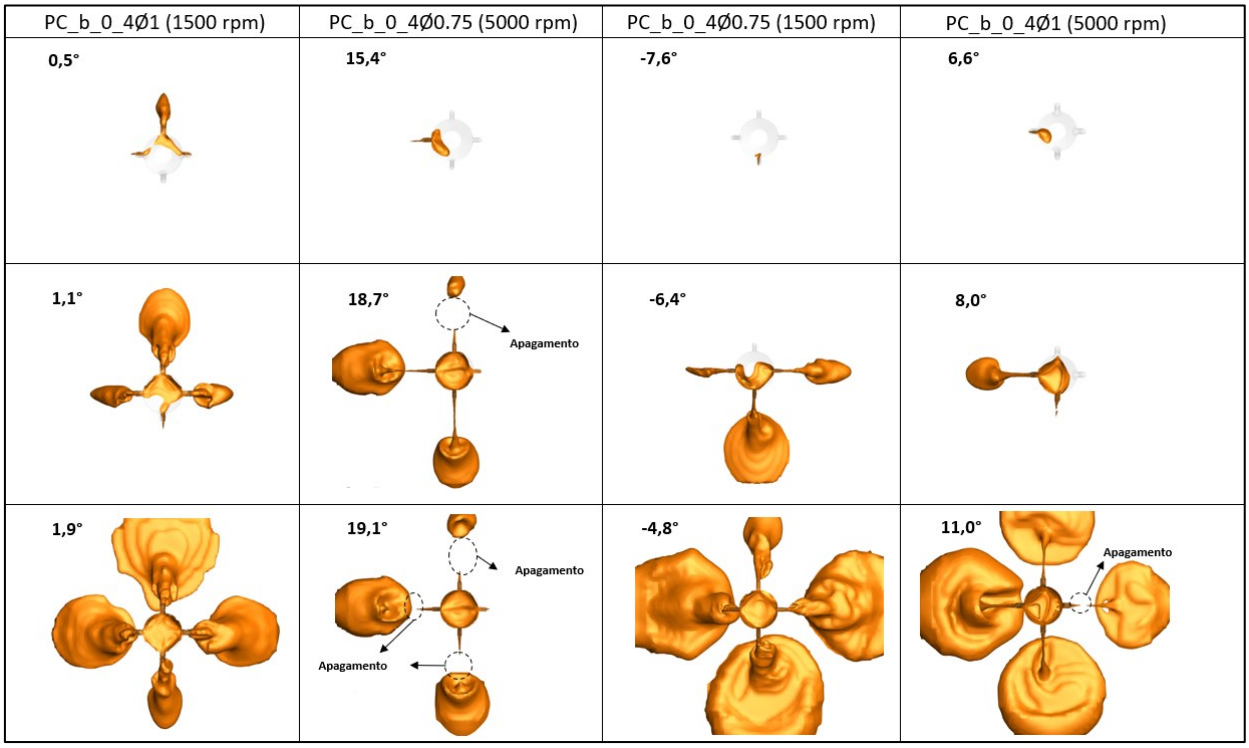


Fonte: Do próprio autor.

Esse aumento significativo na turbulência produz um efeito expressivo no processo de apagamento de chama. A Figura 104 apresenta a isosuperfície de temperatura, na vista superior, em diferentes ângulos para as configurações analisadas. A pré-câmara foi isolada do restante da geometria, podendo-se ver apenas a região dos furos de interconexão. As isosuperfícies foram construídas de 1900K a 2600K em um passo de 50K, resultando em quinze no total. O avanço de ignição foi de 17,5° para todas as configurações. Observa-se regiões de apagamento de chama tanto na configuração PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) e PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm), sendo essas regiões demarcadas por elipses pontilhadas. A configuração PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) chega a apresentar apagamento de chama em três de seus quatro furos, a configuração PC_b_0_4Ø1

(5000 rpm) apresenta apagamento de chama em apenas um dos seus furos. Nota-se novamente o impacto preponderante da rotação do motor no apagamento da chama. Além disso, o jato que passa pelo furo 1 (furo lateral direito, na vista superior) da configuração PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) não reascende após o seu apagamento. Isso pode ser atribuído à heterogeneidade da mistura ar-combustível no interior da pré-câmara, tanto devido ao fator lambda quanto à própria turbulência, fazendo com que os jatos sejam expelidos com diferentes intensidades pelos diferentes furos. O atraso de ejeção significativo de algumas configurações se deve ao fato de que o avanço de ignição não foi calibrado para cada geometria de modo a produzir a condição de MBT.

Figura 104 – Vista superior da isosuperfície de temperatura (1900K a 2600K – ΔT = 50K) em diferentes ângulos para as configurações testadas

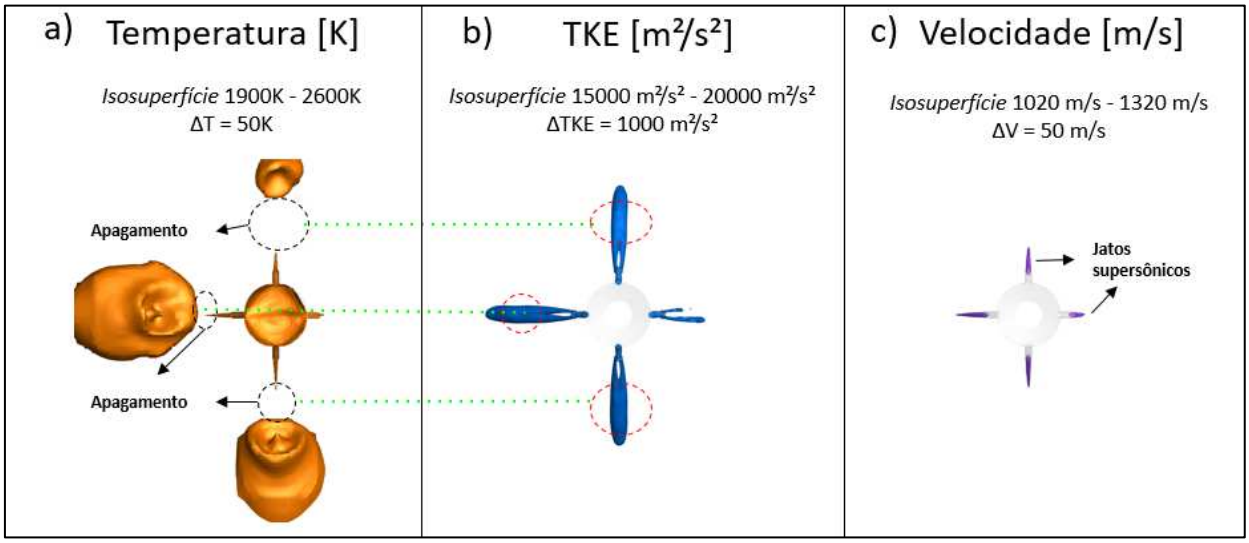


Fonte: Do próprio autor.

A Figura 105 apresenta as isosuperfícies de temperatura, TKE e velocidade na região dos furos de interconexão para a configuração PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) no ângulo 19,1°. Esta configuração, neste instante de tempo, foi a que apresentou apagamento de chama em três de seus quatro furos. Para a temperatura, foram construídas isosuperfícies de 1900K a 2600K, em intervalos de 50K. Já para o TKE, a faixa de medida foi de 15000 m²/s² a 20000 m²/s², em intervalos de 1000 m²/s²; ao passo que para a velocidade a faixa analisada foi de 1020 m/s a 1320 m/s, em passos de 50 m/s. É possível observar uma relação entre os resultados de TKE e de

temperatura de chama: em regiões com valores de TKE superiores a 15000 m²/s², não há a presença da chama (temperatura acima de 1900K). Além disso, nota-se que a velocidade do jato na região dos furos é consideravelmente alta, chegando a ultrapassar os valores de velocidade do som no ar na faixa de temperatura analisada (873 m/s a 1900K e 1022 m/s a 2600K), indicando uma relação entre o regime de escoamento supersônico e o apagamento dos jatos.

Figura 105 – Isosuperfícies de temperatura (a), TKE (b) e velocidade (c) para a configuração PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) no ângulo 19,1°



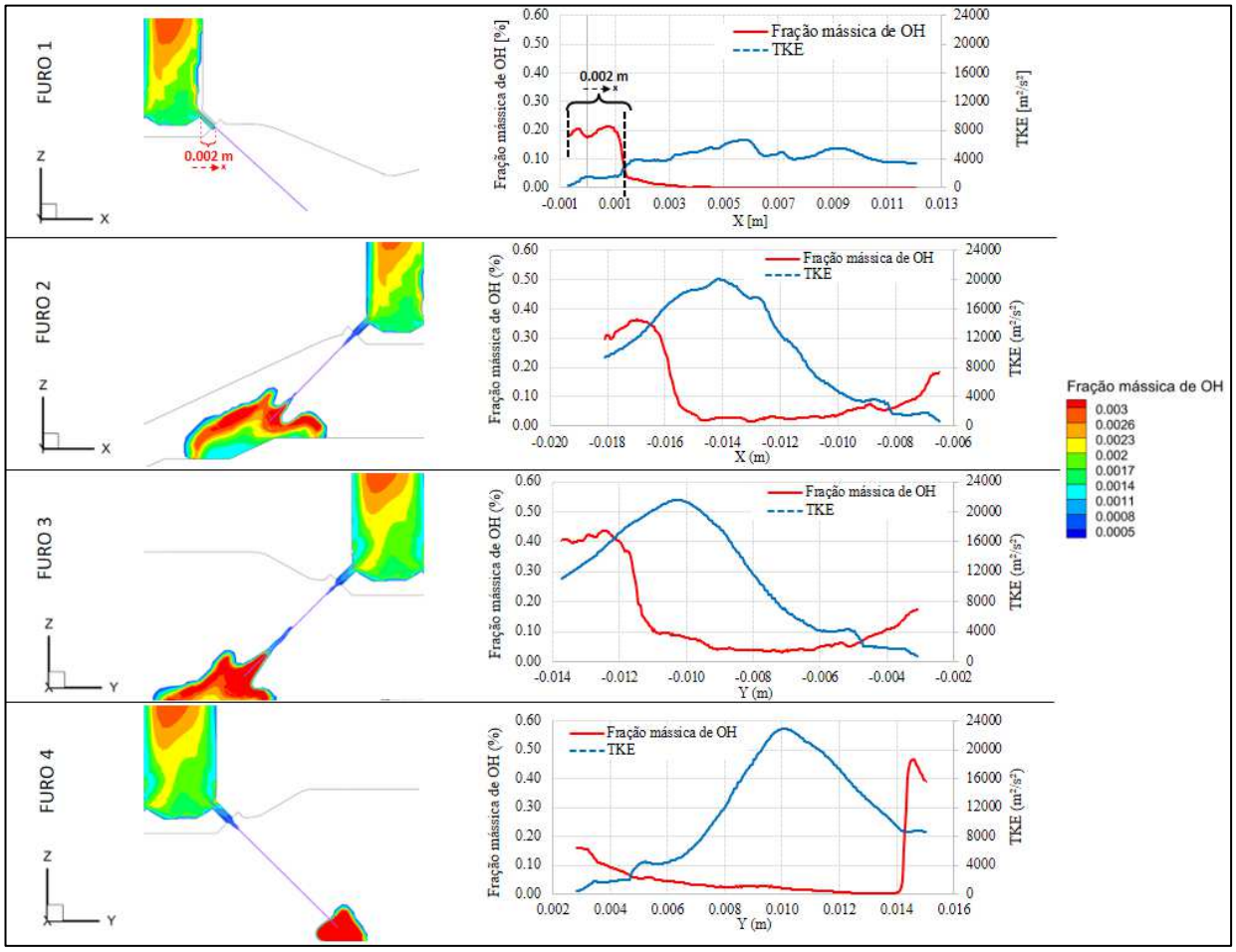
Fonte: Do próprio autor.

Apesar das isosuperfícies de temperatura fornecerem os indícios para a existência do apagamento (ou não) da chama, deve-se ainda analisar outros parâmetros como a liberação de radicais ativos, por exemplo o OH*. A Figura 106 apresenta a fração mássica de OH* na vista frontal e gráfico de TKE e OH* para os quatro furos da pré-câmara PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) no ângulo de 19,1°. Para a extração dos gráficos de TKE e OH*, traçou-se uma linha a partir do centro de cada furo e a estendeu até determinado ponto no interior da câmara de combustão. Assim, os resultados de TKE e OH* ao longo da projeção em x (furos 1 e 2) ou y (furos 3 e 4) puderam ser analisados de forma quantitativa, conforme mostrados nos gráficos da Figura 106.

Verifica-se a existência de fração mássica de OH* desde a entrada do jato no furo até a sua saída, para todos os furos analisados. Contudo, à medida que aumenta a distância da saída dos furos de interconexão da pré-câmara, nota-se que os valores de OH* diminuem substancialmente até se estabilizarem em valores quase nulos, indicando o apagamento da chama. A fração mássica de OH* só volta a aumentar em uma distância considerável da saída dos furos, indicando assim o reascendimento da chama, exceto para o furo 1, que não chega a reascender, pelo menos nessa vista analisada na Figura 106. O fato do jato não se apagar no interior do furo de interconexão da

pré-câmara indica que, para este caso analisado, não há uma configuração no modo TJI "totalmente puro", sendo assim uma transição entre o lança-chamas (*torch ignition* ou *flame ignition*) e a ignição por jato turbulento. Nota-se também que os valores máximos de TKE coincidem, na maior parte das ocorrências, com o valor mínimo de fração mássica de OH*, indicando o impacto que o alto valor da turbulência produz na frente de chama.

Figura 106– Vista frontal da fração mássica de OH* e gráfico de TKE e OH* nos quatro furos para a PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) no ângulo 19,1°

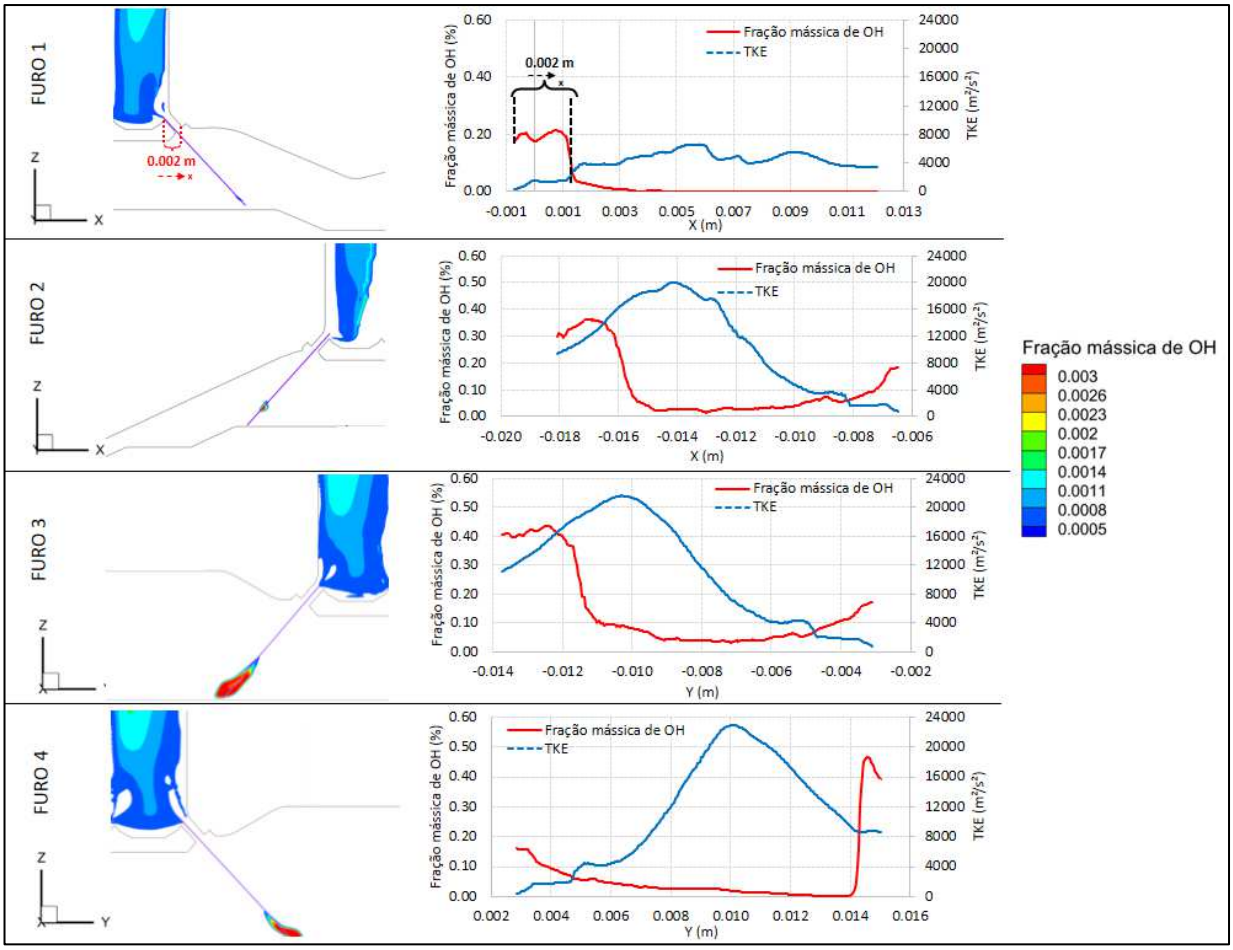


Fonte: Do próprio autor.

Para a configuração PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm), o apagamento do jato também ocorre no interior do furo de interconexão. A Figura 107 apresenta a fração mássica de OH* na vista frontal e gráfico de TKE e OH* para os quatro furos da pré-câmara PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm) no ângulo 9,5°. Observa-se que o jato se apaga totalmente, sendo que a chama só reascende a uma distância considerável do furo, já estando no interior da câmara de combustão. Este modo de ignição pode ser considerado como um TJI "puro". O fato da configuração PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm) ter tido um apagamento total do jato na passagem pelo furo de interconexão e a configuração

PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) não ter apresentado esta característica não pode ser atribuído nem ao TKE nem à velocidade dos jatos, uma vez que a PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) apresenta valores superiores e mesma assim não ocorreu o apagamento total. Desse modo, outro motivo para essa diferença no modo de operação destas duas configurações pode ser atribuído ao maior *momentum* desse jato, uma vez que o ΔP da PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm) foi de 59,7 bar e o da PC_b_0_4Ø0.75 (5000 rpm) foi de 52,4 bar, indicando também uma maior perda de carga na pré-câmara com furos de 0,75 mm de diâmetro.

Figura 107– Vista frontal da fração mássica de OH* e gráfico de TKE e OH* nos quatro furos para a PC_b_0_4Ø1 (5000 rpm) no ângulo 9,5°



Fonte: Do próprio autor.

6.5.3 Considerações finais sobre a extrapolação dos resultados da fase 2

A partir dos resultados analisados, nota-se claramente a relação entre o nível de turbulência do jato durante a sua passagem pelos furos de interconexão da pré-câmara e o seu apagamento durante este período. Observa-se que o aumento do TKE aumenta a tendência ao apagamento da chama durante a passagem do jato pelos furos da pré-câmara. Esse aumento de

energia cinética turbulenta está associado diretamente à dois fatores: maior rotação do motor e maior diferença de pressão entre a pré-câmara e câmara principal. Em condições intermediárias de rotação e diferença de pressão, observa-se uma operação intermediária entre o *Turbulent Jet Ignition* e o *Torch Ignition*.

Com relação à redução adicional do volume da pré-câmara, nota-se que a combustão no seu interior é mais rápida na configuração de menor volume. Esse menor atraso de ejeção reduz a probabilidade de ocorrência de combustão anormal. Além disso, a redução do volume interno da pré-câmara e a consequente redução da área interna produz uma menor transferência de calor por convecção. Por outro lado, nota-se que o diâmetro menor do furo de interconexão ocasionou maior perda térmica. Isso se deve ao fato do diâmetro menor do furo gerar uma maior pressão no interior da pré-câmara durante a combustão, o que aumenta a transferência de calor para as paredes internas devido à alta temperatura do fluido.

6.6 Resultados da terceira fase de testes

Uma vez que os resultados das simulações com configurações de pré-câmaras com volume de 1% se mostraram positivos, então foram fabricadas e testadas experimentalmente duas pré-câmaras com este volume: a PC_e_0_4Ø1 e a PC_e_0_4Ø2, com 4 furos laterais de 1 mm e 2 mm de diâmetro, respectivamente. A Tabela 36 apresenta os resultados de eficiência de conversão de combustível, MFB 10-90, NOx e CO_2 para as 8 condições de rotação e IMEP.

Tabela 36 – Variação dos parâmetros em relação à configuração SI

Parâmetro	Unidade	Nome	2000 rpm, 6,8 bar	2000 rpm, 18,0 bar	3000 rpm, 7,0 bar	3000 rpm, 13,0 bar	3000 rpm, 18,0 bar	4000 rpm, 15,5 bar	4000 rpm, 18,0 bar	5000 rpm, 18,0 bar
η_f (%)	%	PC_e_0_4Ø1	-0.1%	Pré-Ignição	1.1%	2.0%	Pré-Ignição	Pré-Ignição	Pré-Ignição	Pré-Ignição
		PC_e_0_4Ø2	1.8%	Pré-Ignição	4.8%	2.4%	1.5%	1.3%	1.3%	-0.9%
MFB 10-90	°	PC_e_0_4Ø1	-4.93	Pré-Ignição	-5.18	-6.13	Pré-Ignição	Pré-Ignição	Pré-Ignição	Pré-Ignição
		PC_e_0_4Ø2	-3.79	Pré-Ignição	-4.53	-6.01	-4.52	-3.80	-3.42	-2.07
NOx	[g/kWh]	PC_e_0_4Ø1	0.55	Pré-Ignição	-0.94		Pré-Ignição	Pré-Ignição	Pré-Ignição	Pré-Ignição
		PC_e_0_4Ø2	1.10	Pré-Ignição	0.55	3.13	3.32	2.22	1.17	-0.52
CO_2	[g/kWh]	PC_e_0_4Ø1	21.48	Pré-Ignição	-9.29		Pré-Ignição	Pré-Ignição	Pré-Ignição	Pré-Ignição
		PC_e_0_4Ø2	-2.66	Pré-Ignição	-16.37	-1.51	-5.32	-6.95	-7.89	-8.57

Fonte: Do próprio autor.

Com relação à duração da combustão, observa-se que em todos os pontos em que não houve ocorrência de pré-ignição, a combustão foi mais rápida (variação negativa) com relação ao motor SI. Esse comportamento já tinha sido observado nos resultados das simulações. Observa-se também que o aumento da temperatura no interior da pré-câmara foi maléfico em relação às emissões de NOx, o oposto do resultado das emissões de CO_2.

Conforme discutido anteriormente, a redução do volume interno da pré-câmara proporciona um menor atraso de ejeção e uma menor transferência de calor por convecção. Essa menor perda térmica produz uma maior eficiência de conversão de combustível, como pode ser visto na Tabela 36 para a configuração PC_e_0_4Ø2 no ponto de 3000 rpm e 7,0 bar de IMEP, tendo obtido uma variação positiva de 4,8% em relação à configuração SI. De fato, essa configuração obteve uma variação positiva de eficiência de conversão de combustível em 6 dos 8 pontos testados. Contudo, uma vez que a redução da transferência de calor do fluido para as paredes gera o aumento da sua energia interna, a temperatura no interior da pré-câmara aumentou significativamente. Isso fica claro ao analisar os resultados da PC_e_0_4Ø1, pois o menor valor dos diâmetros laterais aumentou ainda mais a pressão e consequentemente a temperatura do fluido no interior da pré-câmara, intensificando assim a ocorrência de pré-ignição. De fato, a ocorrência de pré-ignição foi particularmente crítica para o ponto de 2000 rpm e 18 bar de IMEP, pois a alta pressão no interior da pré-câmara e a baixa intensidade turbulenta (menor coeficiente de transferência de calor por convecção) são particularmente críticas para esta condição.

A pré-ignição na pré-câmara ocorre, em sua maior parte, devido ao aquecimento da sua parede. Qualquer redução de área interna dessa parede proporcionaria uma menor propensão à pré-ignição. Além disso, por mais que o material CuCr1Zr possua boa condutividade térmica, a resistência térmica deste material não é desprezível. Somado a isso há a existência da resistência térmica devido ao contato da pré-câmara e do cabeçote do motor, na região da rosca M12. Portanto, a eliminação de parte da pré-câmara através de um desenho que elimine parte de suas paredes laterais resultaria em menor resistência térmica, o que seria benéfico a mitigação da pré-ignição.

7 CONCLUSÕES

Essa tese apresentou o desenvolvimento de um sistema de ignição por jato turbulento com pré-câmara passiva instalado em um motor monocilíndrico de pesquisa com razão volumétrica de compressão de 14,1:1 operando com etanol hidratado em condição estequiométrica. Neste trabalho, foram analisados a influência do TJI na eficiência de conversão de combustível indicada, nas emissões específicas de poluentes e nos parâmetros de combustão. Tanto a metodologia numérica quanto a metodologia experimental mostraram-se adequadas para os objetivos propostos, sendo que estas duas se complementaram ao longo de todo o trabalho.

A partir dos testes comparativos entre os materiais AISI 304 e a liga de CuCr1Zr, observou-se que o segundo material apresentou os melhores resultados, uma vez que as pré-câmaras de aço AISI 304 demonstraram grande instabilidade na combustão e ocorrência de pré-ignição devido à baixa dissipação de calor pelas paredes causada pela baixa condutividade térmica do material. Além disso, pelo fato das pré-câmaras da primeira fase de testes possuírem maior área total de furos de interconexão e também por terem o furo central, elas apresentaram menor gradiente de pressão entre a pré-câmara e a câmara principal, reduzindo assim a intensidade dos jatos emitidos pela pré-câmara. Como consequência, as pré-câmaras da primeira fase de testes apresentaram uma redução significativa de NOx devido à diminuição na temperatura do processo de combustão em ambas as câmaras de combustão. Observou-se uma redução máxima de 5,86 g/kWh de NOx para o ponto de 2000 rpm e 6,8 bar de IMEP, em relação à configuração SI, para a configuração PC_a_1Ø3_4Ø2.

Já no que diz respeito à eficiência de conversão de combustível, as configurações de pré-câmaras da primeira fase apresentaram uma eficiência de conversão de combustível menor quando comparadas ao motor SI. Apenas 8,3% das configurações de pré-câmara apresentaram variações de eficiência de conversão de combustível maior que o SI nesta fase de testes. Notou-se, no geral, uma piora na eficiência de conversão de combustível com o aumento do volume das pré-câmaras e o aumento do número de furos. O impacto negativo causado pelo aumento do volume da pré-câmara na eficiência de conversão de combustível pode ser explicado pelo aumento da transferência de calor pelas paredes internas da pré-câmara.

As pré-câmaras testadas na primeira fase produziram uma significativa redução da duração da segunda metade da combustão para a maioria das configurações e pontos operacionais testados. A redução máxima do MFB 50-90 foi de 4,74° para a configuração PC_b_1Ø3_4Ø2 no ponto P3. Essa grande redução na duração da segunda metade da combustão evidenciou que as

pré-câmaras testadas na fase 1 possuem grande área total dos furos de interconexão, uma vez que trabalhos já citados mostraram que a redução do MFB 50-90 é típica de pré-câmaras que operam no modo lança-chamas, que notadamente possuem como característica grandes valores de área total dos furos de interconexão.

Após a redução da área total dos furos de interconexão e a escolha do menor volume testado na fase, observou-se na segunda fase de testes uma otimização significativa nos resultados de desempenho das configurações de pré-câmaras, em relação às da primeira. Enquanto apenas 8,3% das configurações de pré-câmara apresentaram aumento de eficiência de conversão de combustível em relação ao SI na fase 1, na fase 2 esse percentual passou para 44,6%. A configuração PC_a_0_4Ø2 apresentou o melhor resultado de eficiência de conversão de combustível nesta fase, apresentando ganhos, em relação ao SI, em 87,5% dos pontos aquisitados.

Com relação à duração da combustão, as configurações da segunda fase diminuíram a duração da combustão de maneira mais uniforme em relação às da primeira fase, na qual se observou que a segunda metade da combustão foi consideravelmente mais rápida que a primeira metade. As configurações de pré-câmara com furos laterais (apenas) apresentaram uma combustão mais rápida quando comparadas àquelas que possuem apenas furo central, devido ao espalhamento dos jatos pela câmara de combustão principal. No tocando às emissões de poluentes, verificou-se que as emissões de NOx das configurações de pré-câmara da segunda fase foram piores quando comparadas às da primeira fase. Já as emissões de HC não apresentaram uma tendência de variação significativa.

Acerca dos resultados da fase 3, conclui-se que a configuração de motor com pré-câmara que apresentou melhor eficiência de conversão de combustível, entre todas testadas neste estudo, foi a de 1% de volume e quatro furos laterais de 2 mm de diâmetro, tendo apresentado um aumento máximo na eficiência de conversão ed combustível de 4,8% em relação à configuração SI, no ponto de 3000 rpm e 7,0 bar de IMEP. Além disso, esta configuração apresentou variações positivas de eficiência de conversão de combustível, em relação à configuração SI, em 6 dos 8 pontos de operação testados. Contudo, conforme a otimização da geometria avançou e as perdas térmicas foram reduzidas, problemas de pré-ignição impossibilitaram a operação do motor em condição MBT em dois pontos operacionais.

Com relação às emissões, observa-se que o aumento da pressão e temperatura interna dos gases no interior da pré-câmara aumenta as emissões de NOx. Já as emissões de CO_2 foram levemente reduzidas na maioria dos pontos de operação aquisitados na fase final de testes.

Por fim, pode-se dizer que este trabalho alcançou os objetivos aos quais se propôs. Foi possível escolher um material que permitisse a operação do motor equipado com pré-câmara sem

a ocorrência de fenômenos anormais de combustão em todos os pontos operacionais estudados, propiciando assim uma operação estável e segura do motor durantes os testes. As metodologias experimental e numérica empregadas nesta tese se provaram robustas, sendo efetivas em otimizar a geometria da pré-câmara de modo a produzir uma pré-câmara com o melhor resultado de eficiência de combustão e uma pré-câmara com a maior redução das emissões de poluentes. Deste modo, o emprego de pré-câmara passiva aliada à operação do motor com o biocombustível etanol provou que ainda há grandes oportunidades na busca dos ideais de sustentabilidade e no papel dos sistemas de propulsão de motores de combustão interna no que diz respeito ao futuro da mobilidade.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

A partir da análise e discussão dos resultados obtidos neste trabalho, são fornecidas as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Testar um projeto de pré-câmara composta apenas por uma calota inferior e uma vela de ignição recuada no cabeçote, avaliando-se a incidência de pré-ignição e eficiência de conversão de combustível.
- Conduzir testes experimentais com transdutor de pressão instalado na pré-câmara, buscando interpretar melhor os fenômenos no interior da pré-câmara, além de facilitar o processo de validação do modelo numérico.
- Desenvolver um modelo CFD conjugado com transferência de calor nos componentes do motor, de modo a prever, simultaneamente, a transferência de calor por convecção do fluido para as paredes e a condução de calor nos sólidos.
- Investigar a utilização de outros modos avançados de combustão, tais como a autoignição controlada, aliados ao TJI com pré-câmara passiva em diferentes regimes de rotação e carga.
- Avaliar o impacto das diferentes estratégias de abertura e fechamento de válvulas de admissão e exaustão no desempenho de motores com pré-câmara.
- Realizar estudos experimentais com análise ótica da combustão utilizando-se um motor monocilíndrico e análises de imagens de quimiluminescência de radicais OH*, para se investigar o fenômeno de apagamento da chama quando da passagem pelos furos de interconexão da pré-câmara.

- Investigar experimentalmente o efeito da alteração da razão volumétrica de compressão no limite de operação do motor TJI, levando-se em a ocorrência e intensidade de fenômenos de combustão anormal tais como pré-ignição e o *knock*.
- Analisar o desempenho de motores com pré-câmara ativa, variando-se o fator lambda tanto da pré-câmara quanto da câmara principal.
- Investigar das configurações de pré-câmaras em operação de motores multicilindrico em condição transiente e em ciclos de condução padrão.

REFERÊNCIAS

ALBERTAZZI, G.JR., A.; ROBERTO, S., A. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. 1. ed. Florianópolis: Manole, 2008.

ALVAREZ, C. E. C. **Análise da combustão e das emissões gasosas de um motor multicombustível de ignição por centelha com pré-câmara**. Tese (Doutorado)—[s.l.] Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.

ANDRAE, J. C. G. Development of a detailed kinetic model for gasoline surrogate fuels. **Fuel**, v. 87, n. 10–11, p. 2013–2022, 2008.

ANFAVEA. **Anuário da Indústria Automotiva Brasileira**. São Paulo, Brasil: [s.n.]. Disponível em: <https://anfavea.com.br/anuario2022/2022.pdf>.

ANP. **Produção de derivados de petróleo e processamento de gás natural: Petróleo e Derivados**. Disponível em: <https://www.gov.br/anp/pt-br/assuntos/producao-de-derivados-de-petroleo-e-processamento-de-gas-natural/producao-de-derivados-de-petroleo-e-processamento-de-gas-natural/petroleo-e-derivados>. Acesso em: 30 jun. 2022.

ANP. **Síntese Mensal de Comercialização de Combustíveis**. Disponível em: <https://www.gov.br/anp/pt-br/centrais-de-conteudo/publicacoes/sinteses/scc/2021/sintese-volume-dezembro-2021.pdf>.

ANP. **Produção e fornecimento de biocombustíveis: etanol**. Disponível em: <https://www.gov.br/anp/pt-br/assuntos/producao-e-fornecimento-de-biocombustiveis/etanol>. Acesso em: 7 jul. 2022b.

ASTM. **Standard Test Method for Research Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel**. Pennsylvania, EUA: [s.n.]. Disponível em: <https://www.astm.org/d2699-21.html>.

ASTM. **Standard Test Method for Motor Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel**. Pennsylvania, EUA: [s.n.]. Disponível em: <https://www.astm.org/d2700-22.html>.

ATTARD, W. P.; BLAXILL, H. A Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Ignition Combustion System at Unthrottled Conditions. **SAE International Journal of Engines**, v. 5, n. 2, p. 315–329, 16 abr. 2012.

AVL. **AVL Fuel Mass Flow Meter & Fuel Temperature Control**. Graz, Austria: [s.n.]. Disponível em: <https://www.avl.com/documents/10138/885893/AVL+Product+Description.pdf>.

AVL. **Single Cylinder Research Engine 5405.96**. Graz, Austria: [s.n.]. Disponível em: <https://www.avl.com/-/single-cylinder-research-engines-compact-test-bed>.

AVL. **AVL Dynamometers and Actuators**. Graz, Austria: [s.n.]. Disponível em: <https://www.avl.com/html/static/ITS_ONLINE/PDFs/E/3_TESTING_EQUIPMENT_1_E.pdf >.

BAETA, J. G. C. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global**. Tese—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 13 set. 2006.

BAGNULO, A. **Engine with stratified mixture**. United StatesUnited States Patent Office, , 17 jun. 1947.

BALHESSA, M. **Renault Kwid elétrico: 1º lote chega ao Brasil**. Disponível em: <https://motorshow.com.br/renault-kwid-eletrico-1o-lote-chega-ao-brasil/>. Acesso em: 1 set. 2022.

BAPTISTA, B. DE S. **Desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas para motor do ciclo Otto**. Dissertação—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

BAUER, H. M-Motronic Engine Management. Em: **Bosh Technical Instruction**. 1. ed. Stuttgart, Alemanha: Robert Bosch GmbH, 2000. p. 68.

BAUMGARTEN, C. **Mixture Formation in Internal Combustion Engine**. Friedrichshafen, Germany: Springer, 2006.

BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 8th. ed. Los Angeles, USA: John Wiley & Sons, 2017.

BLAIR, G. P.; CAHOON, W. M. Design of an Intake Bellmouth. **Measurement**, p. 1–4, 2010.

BORTOLETTO, A. M.; ALCARDE, A. R. Dominante nos EUA, etanol de milho é opção, no Brasil, para safra excedente. **Visão Agrícola**, v. 13, p. 135–137, 2019.

BP GROUP. **Statistical Review of World Energy 2022**. London, England: [s.n.]. 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>.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna: volume 1**. 3 th ed. São Paulo, Brasil: Blusher, 2012.

BUNCE, M. et al. The Influence of Charge Motion on Pre-Chamber and Main Chamber Combustion in a Highly Dilute Jet Ignition Engine. **Frontiers in Mechanical Engineering**, v. 6, 15 fev. 2021.

BURESHAID, K. et al. Experimental Studies of the Effect of Ethanol Auxiliary Fueled Turbulent Jet Ignition in an Optical Engine. **Source: SAE International Journal of Engines**, v. 12, n. 4, p. 387–400, 2019a.

BURESHAID, K. et al. Combustion and emissions of gasoline, anhydrous ethanol, and wet ethanol in an optical engine with a turbulent jet ignition system. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 233, n. 13, p. 3528–3537, 1 nov. 2019b.

BURESHAID, K. et al. Combustion and emissions of gasoline, anhydrous ethanol, and wet ethanol in an optical engine with a turbulent jet ignition system. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 233, n. 13, p. 3528–3537, 1 nov. 2019c.

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.

BURROWS, J.; LYKOWSKI, J.; MIXELL, K. Corona ignition system for highly efficient gasoline engines. **MTZ worldwide**, v. 74, p. 38–41, 2013.

CARVALHO, C. H. R. DE. **Emissões Relativas De Poluentes Do Transporte Motorizado De Passageiros Nos Grandes Centros Urbanos BrasileirosIPEA**. Brasília: [s.n.]. Disponível em: <https://www.econstor.eu/bitstream/10419/91332/1/664398472.pdf>.

CDA. **HOW COPPER DRIVES ELECTRIC VEHICLES**. McLean, Virginia, EUA: [s.n.]. Disponível em: <https://www.copper.org/publications/pub_list/pdf/A6192_ElectricVehicles-Infographic.pdf>.

CDA. **Copper Drives Electric Vehicles**. McLean, Virginia, EUA: [s.n.]. Disponível em: <https://www.copper.org/publications/pub_list/pdf/A6191-ElectricVehicles-Factsheet.pdf>.

ÇENGEL, Y. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 9. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2019. v. 1

CÉSAR, J. **Renault Kwid E-Tech: 1º lote do carro elétrico já desembarcou no Brasil**. Disponível em: <https://insideevs.uol.com.br/news/602535/renault-kwid-carro-eletrico-desembarque/>. Acesso em: 1 set. 2022.

CHEN, L. et al. Optical experiments on the effect of turbulent jet ignition on lean burning and engine knocking. **Fuel**, v. 307, 1 jan. 2022.

CONVERGENT SCIENCE. **CONVERGE Manual 2.4**. Madison, USAConvergent Science, , 2018.

CONVERGENT SCIENCE. **Converge 3.0 Manual**. Madison, United States: [s.n.].

COSTA, R. B. R. DA. **Desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas para um motor de combustão interna com acesso óptico**. Trabalho de Graduação—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2015.

COSTA, R. B. R. **Estudo Experimental da Tecnologia Dual-Fuel em Motor de Combustão Interna Utilizando Biogás, GNV e Etanol**. Dissertação (Mestrado)—[s.l.] Universidade Federal de Minas Gerais, 2017.

COTA, F. S. **Desenvolvimento de mecanismos cinéticos químicos reduzidos para diferentes misturas de gasolina e etanol**. Dissertação (Mestrado)—[s.l.] Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.

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

CRUZ, C. H. DE B. et al. **Universidades e empresas: 40 anos de ciência e tecnologia para o etanol brasileiro**. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 2016a.

CRUZ, I. W. S. L. et al. Zero-dimensional mathematical model of the torch ignited engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 103, p. 1237–1250, 25 jun. 2016b.

CURRAN, H. J. Developing detailed chemical kinetic mechanisms for fuel combustion. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 37, n. 1, p. 57–81, 2019.

DAINTON, F. S. **Nikolai Nikolaevich Semenov, 16 April 1896-25 September 1986**. Disponível em: <https://royalsocietypublishing.org/doi/abs/10.1098/rsbm.1990.0042>. Acesso em: 26 maio. 2022.

DATE, T. et al. Research and Development of the Honda CVCC Engine. **SAE International**, p. 1–20, 1974.

DENTON, T. **Automobile electrical and electronic systems**. 3. ed. Burlington: Elsevier, 2004.

DISTASO, E. et al. Analysis of the combustion process in a lean-burning turbulent jet ignition engine fueled with methane. **Energy Conversion and Management**, v. 223, 1 nov. 2020.

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

DOU. **RESOLUÇÃO Nº 807, DE 23 DE JANEIRO DE 2020**. Disponível em: <https://www.in.gov.br/web/dou/-/resolucao-n-807-de-23-de-janeiro-de-2020-239635261>. Acesso em: 6 ago. 2022.

DUAN, W. et al. Effects of passive pre-chamber jet ignition on combustion and emission at gasoline engine. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 13, n. 12, 1 dez. 2021.

EMBRAPA. **Lavouras são apenas 7,6% do Brasil, segundo a NASA**. Disponível em: <https://www.embrapa.br/busca-de-noticias/-/noticia/30972444/lavouras-sao-apenas-76-do-brasil-segundo-a-nasa>. Acesso em: 1 nov. 2022.

EMBRAPA. **Visão 2030: Futuro da Agricultura Brasileira**. 1th. ed. Brasília: [s.n.].

ESSS. **Fluidodinâmica computacional: o que é?** Disponível em: <https://www.esss.co/blog/fluidodinamica-computacional-o-que-e/>. Acesso em: 14 jul. 2022.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences**. 3. ed. Noida, India: John Wiley & Sons, 2016.

FI GROUP. **O ROTA 2030**. Disponível em: <https://www.rota2030.com.br/rota-2030-inovacao/>. Acesso em: 11 ago. 2022.

FILHO, F. A. R. **Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada**. Tese—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 11 dez. 2014.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-SUITE Flow Theory Manual**. Westmont, USAGamma Technologies, , 2016a.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-SUITE Engine Performance Application Manual**. Westmont, USAGamma Technologies, , 2016b.

GAMMA TECHNOLOGIES. **Engine Performance Application Manual**. Oakmont, United States: [s.n.].

GANESAN, V. **Internal Combustion Engine**. 4. ed. New Deli: Tata McGraw Hill Education Private Limited, 2012.

GLASSMAN, I.; YETTER, R. A. **Combustion**. 4 th ed. San Diego, California: Elsevier, 2008.

GOMES, J. R. C. **Projeto e Adaptação de um Sistema de Ignição por Lança-chamas a um Motor Térmico do Ciclo Otto**. Dissertação—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2004.

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**. Dissertação (Mestrado)—[s.l.] Universidade Federal de Minas Gerais, 2017.

GOOSSAK, L. A. **Carburetor type internal combustion engine with prechamber**. United StatesUnited States Patent Office, , 4 jun. 1963.

HEINTZ, R. M. **Internal Combustion Engine**. United States, 5 maio 1959.

HEISLER, H. **Advanced Engine Technology**. 1 th ed. London: Butterworth-Heinemann, 1995.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1 th ed. Massachusetts: McGraw-Hill, 1988. v. 21

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engines Fundamentals**. 2. ed. [s.l.] McGraw-Hill Education, 2018.

HIROYASU, H.; KADOTA, T. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines. **SAE Prepr**, v. 85, n. 760129, p. 513–526, 1976.

HUA, J. et al. **Effects on Cycle-to-Cycle Variations and Knocking Combustion of Turbulent Jet Ignition (TJI) with a Small Volume Pre-Chamber**. SAE Technical Papers. **Anais**...SAE International, 14 abr. 2020.

HUA, J. et al. Operation strategy optimization of lean combustion using turbulent jet ignition at different engine loads. **Applied Energy**, v. 302, 15 nov. 2021.

IKEDA, Y. et al. **Research and Development of Microwave Plasma Combustion Engine (Part I: Concept of Plasma Combustion and Plasma Generation Technique)**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <http://www.sae.org>.

JANAS, P.; NIESSNER, W. **Towards a Thermally Robust Automotive Pre-Chamber Spark Plug for Turbocharged Direct Injection Gasoline Engines**. Ignition Systems for Gasoline Engines: 4th International Conference. **Anais**...Berlin, Germany: 7 dez. 2018.

LEITE, R. C.; CORTEZ, L. A. B. O etanol combustível no Brasil. **Biocombustíveis no Brasil: Realidades e perspectivas**, p. 61–75, 2008.

LENZ, H. P. **Mixture Formation in Spark-Ignition Engines**. [s.l.] Springer US, 1992.

LIMA, B. S. DE. **Modelagem tridimensional da combustão em um motor adptado com pré-câmara**. Dissertação—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.

LIU, P. et al. 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, n. 74, p. 37083–37097, 26 out. 2021.

LORENZI, B. R.; DE ANDRADE, T. H. N. O etanol de segunda geração no Brasil: políticas e redes sociotécnicas. **Revista Brasileira de Ciencias Sociais**, v. 34, n. 100, p. 1–19, 2019.

LUMSDEN, G.; WATSON, H. C. Optimum Control of an S.I. Engine with a λ=5 Capability. **SAE International**, p. 1–10, 1995.

LUZ, E. R. DA. **Predição de propriedades de gasolinas usando espectroscopia FTIR e regressão por mínimos quadrados parciais**. Dissertação (mestrado)—[s.l.] Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2003.

MALLORY, M. **Internal Combustion Engine**. United StatesUnited States Patent Office, , 28 jun. 1938.

MARINOV, N. M. Kinetic Model for High Temperature Ethanol Oxidation. **Int. J. Chem. Kinet.**, v. 31, n. 3, p. 183–220, 1999.

MASUM, B. M. et al. Effect of ethanol-gasoline blend on NOx emission in SI engine. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, p. 209–222, 2013.

MAURYA, R. K.; AKHIL, N. Numerical investigation of ethanol fuelled HCCI engine using stochastic reactor model. Part 2: Parametric study of performance and emissions characteristics using new reduced ethanol oxidation mechanism. **Energy Conversion and Management**, v. 121, p. 55–70, 2016.

MAY, A. et al. **Cultivo de sorgo sacarino em áreas de reforma de canaviais**. Disponível em: <https://ainfo.cnptia.embrapa.br/digital/bitstream/item/89991/1/circ-186.pdf>. Acesso em: 1 set. 2024.

METALCOR. **CuCrZr datasheet**. Essen, Germany: [s.n.]. 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**. Dissertação—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2009.

MOREIRA, T. A. A. **Análise e caracterização de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea**. Tese—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2014.

MORSY, M. H. **Review and recent developments of laser ignition for internal combustion engines applications**. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, set. 2012.

MÜLLER, C. et al. **Development of a Pre-chamber for Spark Ignition Engines in Vehicle Applications**. Ignition Systems for Gasoline Engines: 4th International Conference. **Anais**...Berlin, Germany: 6 dez. 2018.

NORTON, T. S.; DRYER, F. L. An experimental and modeling study of the oxidation of acetylene in a flow reactor. **International Journal of Chemical Kinetics**, v. 24, p. 319–344, 1992.

O'ROURKE, P. J.; AMSDEN, A. A. The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup. **SAE Technical Paper Series**, n. 872089, p. 1–12, 1987.

PETROBRAS. **Ficha de Informações de Segurança de Produto Químico - ETANOL ANIDRO COMBUSTÍVEL**. Rio de Janeiro: [s.n.]. Disponível em: <https://www.vibraenergia.com.br/sites/default/files/2021-09/fispq-comb-etanol-etanol-anidro-combustivel-eac.pdf>.

PUJATTI, F. J. P. **Desenvolvimento de um sistema de gerenciamento eletrônico para motores de ignição por centelha**. Tese—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. [s.l: s.n.].

QUIROGA, L. C. R. **Avaliação da relação entre a energia de ativação e a energia útil para diferentes misturas de etanol e gasolina aplicados a motores de ignição por centelha**. Tese (doutorado)—[s.l.] Universidade Estadual Paulista, 2016.

RAVI, A. **Modelling Of Corona Ignition System**. Dissertation—Ontario, Canada: University of Windsor, 2018.

RECH, C. **Análise numérica e experimental do escoamento em motores de combustão interna**. Tese—[s.l.] Universiade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

REITZ, R. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays. **Atomiization and Spray Technology**, v. 3, p. 309–337, 1987.

REITZ, R. D.; DIWAKAR, R. Structure of high-pressure fuel sprays. **SAE Technical Papers**, v. 96, p. 492–509, 1987.

RENAULT. **RENAULT KWID ZEN**. Disponível em: <https://www.renault.com.br/veiculos-de-passeio/kwid/versoes-e-precos.html?gradeCode=ENS_MDL2P1SERIELIM1>. Acesso em: 1 set. 2022.

REYNOLDS, O. On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion. **Philosophical transactions of the royal society of london**, v. 10, n. 186, p. 123–164, 1895.

RICARDO, H. R. **Internal combustion engine**. United StatesUnited States Patent Office, , 9 jun. 1918.

RICARDO, H. R. Recent research on the internal combustion engine. **SAE International**, v. 17, p. 1–93, 1922.

ROSO, V. R. **Análise de desempenho e emissões de um motor do ciclo Otto com sistema de ignição com pré-câmaras em condição de operação veicular**. Tese—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2019.

SÁ, D. C. C. DE. **Análise de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do ciclo Otto**. Dissertação—Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2001.

SAN DIEGO, C. R. G. **San Diego Mechanism**. Disponível em: <https://web.eng.ucsd.edu/mae/groups/combustion/sdmech/sandiego20161214/20161214_log.txt>. Acesso em: 13 jun. 2023.

SANDOVAL, M. H. B. et al. 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**, v. 42, n. 1, 1 jan. 2020.

SENECAL, P. K. et al. Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using cfd and parallel detailed chemistry. **SAE Technical Papers**, n. 724, p. 1–23, 2003.

SILVESTRO, B. **Why Mercedes Fires Its Spark Plugs Five Times per Stroke**. Disponível em: <https://www.roadandtrack.com/new-cars/car-technology/a23479094/mercedes-multispark-ignition-tech-explained/>. Acesso em: 12 maio. 2022.

SOLTIC, P.; HILFIKER, T. Efficiency and raw emission benefits from hydrogen addition to methane in a Prechamber–Equipped engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 45, n. 43, p. 23638–23652, 3 set. 2020.

SUMMERS, C. E. **Internal combustion engine**. United StatesUnited States Patent Office, , 27 out. 1926.

SUNDIALS. **SUNDIALS: SUite of Nonlinear and DIfferential/ALgebraic Equation Solvers**. Disponível em: <https://computing.llnl.gov/projects/sundials>. Acesso em: 4 ago. 2022.

TAYLOR, G. The instability of liquid surfaces when accelerated in a direction perpendicular to their planes. **Cambridge University Press**, v. 3, p. 532–536, 1963.

TECNOMOTOR. **Manual de Operações - Analisador de Gases TM 132**. São Paulo, Brasil: [s.n.].

TIDEY, A. EU to phase out new combustion engine cars by 2035. **My Europe**, p. 1–9, 2022.

TOULSON, E.; SCHOCK, H. J.; ATTARD, W. P. A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems. **SAE International**, p. 1–26, 2010.

TURKISH, M. C. Engines: Evolvement, Analysis and Progression. **SAE Internation**, n. 741163, p. 3483–3503, 1974.

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

TURNS, S. R. **An introduction to combustion - concepts and applications**. 3th. ed. State College, Pennsylvania: [s.n.].

UNEP. **Conferência das Nações Unidas sobre a Mudança do Clima (UNFCCC COP 28)**. Disponível em: <https://www.unep.org/pt-br/events/conference/conferencia-das-nacoes-unidas-sobre-mudanca-do-clima-unfccc-cop-28>. Acesso em: 25 ago. 2024.

VAZ, M. G. J. **Validação de mecanismos cinéticos químicos reduzidos para mistura de gasolina-etanol em um motor de combustão interna**. Dissertação—[s.l.] Universiade Federal de Minas Gerais, 2018.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. 2th. ed. Glasgow, Scotland: Pearson Education Limited, 2007.

WANG, L. et al. 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, n. 12, 1 dez. 2021.

ZHOU, L. et al. 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**, v. 308, 15 jan. 2022.

ZHU, S. et al. **A review of the pre-chamber ignition system applied on future low-carbon spark ignition engines**. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**Elsevier Ltd, , 1 fev. 2022.