

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Evandro Evangelista Santos

**Otimização dos parâmetros operacionais de um motor linear via  
simulações multidimensionais**

**UBERLÂNDIA**  
**2025**

Evandro Evangelista Santos

**Otimização dos parâmetros operacionais de um motor linear via  
simulações multidimensionais**

Dissertação apresentada ao programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho

Coorientador: Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos

**UBERLÂNDIA**

**2025**

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU  
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

S237 Santos, Evandro Evangelista, 1999-  
2025 Otimização dos parâmetros operacionais de um motor linear via simulações multidimensionais [recurso eletrônico] / Evandro Evangelista Santos. - 2025.

Orientador: Solidônio Rodrigues de Carvalho.  
Coorientador: Marcelo Braga dos Santos.  
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,  
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.  
Modo de acesso: Internet.  
DOI <http://doi.org/10.14393/ufu.di.2025.697>  
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica. I. Carvalho, Solidônio Rodrigues de , 1978-, (Orient.). II. Santos, Marcelo Braga dos ,1974-, (Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:  
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091  
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica

Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-  
MG, CEP 38400-902  
Telefone: (34) 3239-4282 - [www.posmecanicaufu.com.br](http://www.posmecanicaufu.com.br) - [secposmec@mecanica.ufu.br](mailto:secposmec@mecanica.ufu.br)



### ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, nº 666, PPGEM				
Data:	18/09/2025	Hora de início:	08:10	Hora de encerramento:	10:00
Matrícula:	12312EMC004				
Nome do Discente:	Evandro Evangelista Santos				
Título do Trabalho:	Otimização dos parâmetros operacionais de um motor linear via simulações multidimensionais				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Dinâmica de Sistemas Mecânicos, Projetos de Sistemas Mecânicos, Geração e Conservação de Energia				
Projeto de Pesquisa de vinculação:	FINEP Monetização do Gás de Pré-Sal				

Reuniu-se por videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta - UFMG; Profa. Dra. Henara Lilian Costa - FURG; Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos - UFU (coorientador) e Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho - UFU; orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos, o presidente da mesa, Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir, o senhor presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos examinadores, que passaram a arguir o candidato. Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o candidato:

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar, foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Solidonio Rodrigues de Carvalho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 18/09/2025, às 09:48, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **HENARA LILLIAN COSTA MURRAY, Usuário Externo**, em 18/09/2025, às 09:48, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Marcelo Braga dos Santos, Professor(a) do Magistério Superior**, em 18/09/2025, às 09:48, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta, Usuário Externo**, em 18/09/2025, às 09:48, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **6619430** e o código CRC **A3EA92FA**.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus pais, José de Fátima dos Santos e Elizi Anne Evangelista, pelo amor, apoio, generosidade, palavras de encorajamento, que sempre me fortaleceram, e sacrifícios que tornaram possíveis cada passo da minha trajetória.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho, e ao meu coorientador, Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos, pela orientação, imprescindível para o desenvolvimento deste trabalho.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de concretizar mais uma etapa da minha formação.

Aos órgãos de fomento, CAPES e FINEP, pelo apoio financeiro.

## RESUMO

Os modelos numéricos capazes de simular de maneira acoplada um motor linear e um gerador elétrico em geral utilizam uma representação da combustão, no interior do cilindro do motor, baseada num modelo termodinâmico quase-dimensional. Nesse sentido, os fenômenos físicos e químicos dependentes do espaço são representados de maneira simplificada. Devido às hipóteses simplificadoras associadas ao modelo, todos os fenômenos referentes à cinética química da combustão, dinâmica de fluidos e transferência de calor são resumidos na lei universal dos gases e numa função de liberação de calor para a combustão. Em tais modelos o cálculo é extremamente simples do ponto de vista computacional e permite a execução de um processo de otimização para a escolha de características e parâmetros operacionais ótimos do motor linear, conduzindo ao dimensionamento e projeto geométrico da câmara de combustão utilizada neste trabalho. O objetivo deste trabalho é validar e propor alterações ao projeto otimizado ao utilizar simulações multidimensionais do motor projetado visando a melhoria de seu desempenho. Dessa forma, buscou-se, ao longo da realização do trabalho, maximizar parâmetros como eficiência térmica e trabalho bruto indicado por ciclo. Três configurações distintas foram estudadas. A primeira diz respeito à configuração original do motor, onde mistura ar-combustível estequiométrica adentra o cilindro através de janelas. Verificou-se, no entanto, que tal configuração provocava fluxo mássico reverso através das janelas e autoignição dos hidrocarbonetos do gás de pirólise. Na segunda configuração, realizou-se a admissão de mistura ar-combustível por meio das válvulas e constatou-se que o fluxo mássico reverso, através das válvulas, pode ser mitigado desde que se faça uso de um perfil de deslocamento adequado. Mesmo nesta configuração, o  $C_3H_6$ , presente no gás de pirólise, sofre autoignição e o desempenho fica aquém do desejável. Por isso, testou-se a terceira e última configuração com admissão de ar puro pelas janelas e injeção direta de gás de pirólise no interior do cilindro. Esta configuração, para uma pressão de injeção de gás de pirólise de 8 bar, mostrou-se ser a mais promissora com uma eficiência térmica de 54,20% e trabalho bruto indicado por ciclo de 160 J.

**Palavras-chave:** Motor linear; Motogerador linear; Gás de pirólise; Otimização; Simulações multidimensionais.

## ABSTRACT

Numerical models capable of simulating a linear engine and an electric generator in a coupled manner generally employ a representation of combustion inside the engine cylinder based on a quasi-dimensional thermodynamic model. In this sense, the space-dependent physical and chemical phenomena are represented in a simplified way. Due to the simplifying assumptions associated with the model, all phenomena related to combustion chemical kinetics, fluid dynamics, and heat transfer are summarized in the universal gas law and in a combustion heat release function. In such models, the calculation is extremely simple from a computational point of view and allows the execution of an optimization process for the selection of optimal characteristics and operational parameters of the linear engine, leading to the sizing and geometric design of the combustion chamber used in this work. The aim of this work is to validate and propose modifications to the optimized design by using multidimensional simulations of the designed engine, seeking performance improvements. Thus, throughout the development of this study, the objective was to maximize parameters such as thermal efficiency and gross indicated work per cycle. Three distinct configurations were investigated. The first concerns the original configuration of the engine, in which a stoichiometric air-fuel mixture enters the cylinder through ports. It was found, however, that such configuration caused reverse mass flow through the ports and autoignition of hydrocarbons in the pyrolysis gas. In the second configuration, the air-fuel mixture was admitted through valves, and it was observed that the reverse mass flow through the valves can be mitigated provided that an appropriate displacement profile is applied. Even in this configuration,  $C_3H_6$  present in the pyrolysis gas undergoes autoignition, and the performance remains below expectations. For this reason, the third and final configuration was tested, with fresh air intake through the ports and direct injection of pyrolysis gas into the cylinder. This configuration, with a pyrolysis gas injection pressure of 8 bar, proved to be the most promising, achieving a thermal efficiency of 54.20% and a gross indicated work per cycle of 160 J.

**Keywords:** Free-piston engine; Free-piston generator; Pyrolysis gas; Optimization; Multidimensional simulations.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>12</b>
<b>1.1</b>	<b>Contextualização e motivação .....</b>	<b>12</b>
<b>1.2</b>	<b>Objetivos .....</b>	<b>14</b>
<b>1.3</b>	<b>Estrutura da dissertação.....</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>15</b>
<b>2.1</b>	<b>Fundamentos de motores de combustão interna.....</b>	<b>15</b>
<b>2.1.1</b>	<b>Considerações gerais .....</b>	<b>15</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Motores de ignição por centelha dois tempos.....</b>	<b>16</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Lavagem em motores dois tempos.....</b>	<b>17</b>
<b>2.1.4</b>	<b>Principais componentes mecânicos de motores de combustão interna .....</b>	<b>20</b>
<b>2.1.5</b>	<b>Principais parâmetros operacionais associados a motores de combustão interna dois tempos .....</b>	<b>22</b>
<b>2.1.5.1</b>	<b>Trabalho bruto indicado por ciclo.....</b>	<b>22</b>
<b>2.1.5.2</b>	<b>Potência bruta indicada .....</b>	<b>23</b>
<b>2.1.5.3</b>	<b>Eficiência de combustão e calor liberado por ciclo .....</b>	<b>23</b>
<b>2.1.5.4</b>	<b>Eficiência térmica .....</b>	<b>24</b>
<b>2.1.5.5</b>	<b>Relação ar-combustível, razões de equivalência combustível-ar e ar-combustível, e percentual de excesso de ar.....</b>	<b>24</b>
<b>2.2</b>	<b>Motores lineares .....</b>	<b>25</b>
<b>2.2.1</b>	<b>Características gerais de motores lineares.....</b>	<b>27</b>
<b>2.2.1.1</b>	<b>Princípio de operação, dinâmica e controle.....</b>	<b>27</b>
<b>2.2.1.2</b>	<b>Partida, falhas de ignição e instabilidades.....</b>	<b>29</b>
<b>2.2.1.3</b>	<b>Aspecto construtivo simples.....</b>	<b>29</b>
<b>2.2.1.4</b>	<b>Combustão otimizada e operação com múltiplos combustíveis .....</b>	<b>30</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Motor linear <i>dual piston</i> .....</b>	<b>30</b>

<b>2.3</b>	<b>Simulações de motores de combustão interna .....</b>	<b>30</b>
<b>2.3.1</b>	<b>Ciclo padrão a ar e ciclo de mistura ar-combustível .....</b>	<b>31</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Simulações termodinâmicas .....</b>	<b>32</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Simulações multidimensionais .....</b>	<b>36</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Simulações de motores lineares <i>dual piston</i>.....</b>	<b>37</b>
<b>2.3.5</b>	<b>Otimização computacional de motores de ignição por centelha via simulações multidimensionais.....</b>	<b>40</b>
<b>2.4</b>	<b>ANSYS FORTE® .....</b>	<b>54</b>
<b>2.4.1</b>	<b>Visão geral sobre o Ansys Forte®.....</b>	<b>54</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Equações de balanço .....</b>	<b>55</b>
<b>2.4.2.1</b>	<b>Equação de balanço de espécies químicas .....</b>	<b>55</b>
<b>2.4.2.2</b>	<b>Equação da continuidade ou de balanço de massa .....</b>	<b>56</b>
<b>2.4.2.3</b>	<b>Equação de balanço de quantidade de movimento linear ou <i>momentum</i> .....</b>	<b>56</b>
<b>2.4.2.4</b>	<b>Equação de balanço de energia .....</b>	<b>57</b>
<b>2.4.2.5</b>	<b>Equação de estado para mistura gasosa .....</b>	<b>58</b>
<b>2.4.3</b>	<b>Abordagem <i>Reynolds-Averaged-Navier-Stokes</i> (RANS) para turbulência .....</b>	<b>58</b>
<b>2.4.4</b>	<b>Cinética química .....</b>	<b>62</b>
<b>2.4.5</b>	<b>Modelo de interação turbulência-cinética .....</b>	<b>63</b>
<b>2.4.6</b>	<b>Condições de contorno .....</b>	<b>64</b>
<b>2.4.6.1</b>	<b>Condições de parede para a equação de <i>momentum</i> .....</b>	<b>65</b>
<b>2.4.6.2</b>	<b>Condições de parede para a equação de energia .....</b>	<b>67</b>
<b>2.4.6.2.1</b>	<b>Modelo de Han-Reitz e calor devido ao atrito .....</b>	<b>68</b>
<b>2.4.6.2.2</b>	<b>Condições de parede turbulenta .....</b>	<b>70</b>
<b>2.4.6.3</b>	<b>Condições de contorno de entrada e saída .....</b>	<b>70</b>
<b>2.4.7</b>	<b>Condições iniciais .....</b>	<b>72</b>
<b>2.4.8</b>	<b>Modelo de propagação de chama turbulenta.....</b>	<b>72</b>

2.4.8.1	Modelo de núcleo de ignição discreto.....	73
2.4.8.2	Modelo de combustão equação-G.....	74
2.4.8.3	Relação entre velocidade de chama laminar e turbulenta .....	75
2.4.8.4	Modelo de propagação de chama induzida por autoignição.....	76
2.4.8.5	Espessura da zona de chama turbulenta .....	76
2.4.8.6	Cálculo da liberação de calor na frente de chama .....	77
2.4.8.7	Modelo de extinção de chama.....	78
3	<b>METODOLOGIA</b> .....	79
3.1	Composição e queima completa do gás de pirólise .....	80
3.2	Fronteiras móveis e malha computacional .....	83
3.2.1	Movimentos de fronteiras móveis.....	83
3.2.1.1	Movimento do pistão.....	83
3.2.1.2	Movimento das válvulas .....	85
3.2.2	Malha computacional .....	86
3.3	Modelos empregados.....	90
3.4	Condições de contorno e condições iniciais .....	90
3.4.1	Condições de contorno de parede.....	90
3.4.2	Demais condições de contorno .....	91
3.4.3	Condições iniciais .....	92
4	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	94
4.1	Estudo de caso 1: entrada de mistura ar-combustível através das janelas .....	95
4.1.1	Fluxo mássico reverso.....	95
4.1.2	Autoignição.....	98
4.2	Estudo de caso 2: entrada de mistura de ar-combustível pelas válvulas .....	101
4.2.1	Modificações no movimento das válvulas .....	102
4.2.2	Modificações nas condições de contorno e iniciais .....	105

4.2.3	<b>Fluxo mássico reverso</b> .....	106
4.2.4	<b>Autoignição</b> .....	109
4.2.5	<b>Diagramas P-V</b> .....	112
4.3	<b>Estudo de caso 3: injeção direta de gás de pirólise</b> .....	114
4.3.1	<b>Modificações no movimento das válvulas</b> .....	115
4.3.2	<b>Movimento de abertura do bico injetor e pressão de injeção</b> .....	117
4.3.3	<b>Modificações nas condições de contorno e nas condições iniciais</b> .	120
4.3.4	<b>Fluxo mássico reverso</b> .....	122
4.3.5	<b>Autoignição</b> .....	124
4.3.6	<b>Diagramas P-V e taxas de liberação de calor químico</b> .....	127
4.4	<b>Pós-processamento da simulação com configuração mais promissora dentre todos os estudos de casos</b> .....	130
4.5	<b>Diagrama P-V e ficha técnica do motor para a configuração mais promissora</b> .....	134
5	<b>CONCLUSÃO</b> .....	136
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	138

## 1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho tem como foco o estudo numérico e a otimização dos parâmetros operacionais de um motor linear alimentado por gás de pirólise, com o objetivo de aprimorar seu desempenho termodinâmico. O motor linear, por suas características construtivas e dinâmicas singulares, apresenta potencial para aplicações em sistemas de geração de energia de baixo impacto ambiental, sobretudo quando associado a combustíveis renováveis. Neste capítulo são apresentados o contexto e a motivação que justificam o desenvolvimento deste estudo, os objetivos propostos e, por fim, a estrutura geral do trabalho.

### 1.1 Contextualização e motivação

O motor linear, também chamado de motor a pistão livre, é um tipo de motor de combustão interna que tem sido alvo de inúmeras pesquisas ao redor do mundo. O interesse nessa máquina se dá, principalmente, devido às suas promissoras vantagens, em relação aos motores convencionais, com eixo virabrequim, que dizem respeito ao aspecto construtivo simples, menor quantidade de partes móveis, menores perdas por atrito, menor desgaste, manutenção mais barata, expectativa de vida mais elevada, possibilidade de operação com múltiplos combustíveis, razão de compressão variável, entre tantas outras mencionadas na literatura. Todas as potenciais vantagens atribuídas aos motores lineares são, de maneira direta ou indireta, relacionadas ao fato deste motor não possuir eixo virabrequim (MIKALSEN; ROSKILLY, 2007). Ademais, a ausência do eixo virabrequim faz com que o comportamento dinâmico dessa máquina seja bastante diferente quando comparado com o de motores convencionais e torna sua simulação, projeto e controle desafiadores (ACHTEN, 1994).

O gás de pirólise, por sua vez, configura-se como um combustível sustentável e versátil, podendo ser produzido a partir de fontes renováveis, como, por exemplo, biomassa ou resíduos sólidos urbanos, promovendo a valorização energética de materiais que, de outra forma, seriam descartados. Sua utilização contribui para a redução da dependência de combustíveis fósseis e para a mitigação das emissões de gases de efeito estufa, especialmente quando inserida em cadeias produtivas de baixo

impacto ambiental. Nesse cenário, o motor linear surge como uma tecnologia especialmente adequada para aproveitar o potencial do gás de pirólise. Diferentemente dos motores de combustão interna convencionais, o motor linear apresenta uma conversão de energia mais direta e com menor número de componentes mecânicos, o que reduz perdas e aumenta a eficiência do sistema. Os motores lineares, em especial os do tipo *dual piston*, operam, frequentemente, em sua frequência natural ou de ressonância, condição que favorece um aproveitamento máximo da energia liberada na combustão. Nessa operação, pequenas forças resultantes podem gerar deslocamentos significativos dos pistões, otimizando a transformação da energia química em energia cinética. A associação de um motor linear a um gerador elétrico de ímãs permanentes potencializa ainda mais essa eficiência, pois o gerador não apenas converte a energia mecânica em energia elétrica de forma direta, mas também estabiliza dinamicamente o sistema durante a operação em ressonância. Dessa forma, o conjunto motogerador linear a gás de pirólise apresenta-se como uma solução promissora, unindo alta eficiência energética e menor impacto ambiental, alinhando-se às demandas por tecnologias de geração de energia mais limpas e sustentáveis.

Rodrigues (2020) desenvolveu um modelo numérico capaz de simular de maneira acoplada um motor linear e um gerador elétrico. A distribuição do campo eletromagnético no interior do gerador elétrico foi estimada através do método dos subdomínios. A combustão, no interior do cilindro do motor, foi representada por meio de um modelo termodinâmico quase-dimensional. O modelo desenvolvido por Rodrigues (2020) foi, posteriormente, utilizado por Rigobello (2020), que realizou inúmeras simulações quase-dimensionais de um motogerador linear projetado para funcionar com gás de síntese produzido a partir da gaseificação de resíduos sólidos urbanos. O autor realizou a otimização dos parâmetros operacionais do conjunto e, também, fez o dimensionamento dos componentes mecânicos do motor linear. As simulações quase-dimensionais, no entanto, apresentam uma série de limitações pois a geometria do motor é levada em consideração nos cálculos através de constantes e expressões determinadas empiricamente. Nesse sentido, as equações utilizadas nesta categoria de simulação não dependem, do ponto de vista matemático, de nenhuma dimensão do espaço. Por consequência, fenômenos físicos e químicos que apresentam forte dependência do espaço são representados de maneira precária ou simplesmente ignorados. Isso faz com que através desse método de simulação

apenas alguns aspectos do problema possam ser conhecidos e estudados. Por esse motivo, é necessário recorrer a simulações multidimensionais para que os fenômenos físicos e químicos associados ao funcionamento do motor linear possam ser devidamente representados e estudados de maneira mais detalhada.

## 1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é realizar simulações multidimensionais, utilizando o *software Ansys Forte®*, para analisar detalhadamente os fenômenos físicos e químicos associados ao funcionamento do motor linear proposto por Rigobello (2020). A partir dos resultados obtidos, são propostas modificações nos parâmetros operacionais do motor com o intuito de maximizar sua eficiência térmica.

## 1.3 Estrutura da dissertação

A presente dissertação foi estruturada em cinco capítulos. O segundo capítulo corresponde a uma revisão bibliográfica e possui quatro seções. Na primeira seção os seguintes assuntos foram discutidos: considerações gerais sobre motores de combustão interna, motores de ignição por centelha dois tempos, lavagem em motores dois tempos, principais componentes mecânicos de motores e os principais parâmetros operacionais associados a motores de combustão interna. Na segunda seção os motores lineares são apresentados, especialmente motores lineares do tipo *dual piston*, as principais características desses motores são discutidas. A terceira seção abordou simulações de motores de combustão interna, apresentando e discutindo diferentes tipos de simulação, incluindo estudos sobre motores lineares da categoria *dual piston* e otimizações baseadas em simulações multidimensionais de motores de ignição por centelha. O capítulo se encerra com a quarta seção, que apresentou o *software* de simulação de motores *Ansys Forte®* e os modelos e submodelos empregados neste trabalho.

O terceiro capítulo apresenta a metodologia adotada ao longo da realização deste trabalho. O quarto capítulo apresenta os resultados obtidos ao longo do desenvolvimento do trabalho e, também, a discussão destes resultados. Por último, o quinto capítulo apresenta as principais conclusões obtidas com a realização do presente trabalho.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo revisa os principais aspectos conceituais, características e métodos de modelagem relevantes para o estudo do motor linear movido a gás de pirólise. Inicialmente, são discutidos os fundamentos dos motores de combustão interna convencionais, destacando parâmetros operacionais e conceitos que, embora típicos de motores que apresentam eixo virabrequim, também são aplicáveis aos motores lineares. Em seguida, é abordada a tecnologia dos motores lineares, com ênfase nas particularidades do tipo *dual piston* e nos desafios específicos de sua modelagem e operação. A seção subsequente trata das abordagens de simulação de motores de combustão interna, evoluindo de métodos simplificados até simulações multidimensionais, capazes de detalhar de forma precisa os fenômenos físicos e químicos associados ao funcionamento de motores de combustão interna. Por fim, são apresentados o software *Ansys Forte*®, ferramenta utilizada neste trabalho para análise e otimização do motor estudado, e seu modelo físico-matemático para simulação de motores de combustão interna.

### 2.1 Fundamentos de motores de combustão interna

Esta seção se destina a expor os fundamentos de motores de combustão interna, principalmente aqueles relacionados aos motores de ignição por centelha. Os motores lineares serão objeto de discussão de uma seção mais à frente.

#### 2.1.1 Considerações gerais

O motor de combustão interna é uma máquina responsável por converter a energia química de um combustível em energia mecânica. A energia química contida no combustível é inicialmente convertida em calor por meio da combustão ou oxidação com um agente oxidante, tradicionalmente ar, no interior do motor. O calor eleva a temperatura e a pressão dos gases no interior do motor, os gases em alta pressão, então, se expandem produzindo trabalho. Em motores convencionais, isto é, motores com eixo virabrequim, essa expansão é convertida em um movimento rotativo (PULKRABEK, 2004).

Frequentemente, na literatura, os motores são classificados como máquinas térmicas. No entanto, os motores de combustão interna não são máquinas térmicas no sentido termodinâmico. Máquinas térmicas, no sentido termodinâmico, são máquinas que operam em um ciclo termodinâmico fechado (ÇENGEL; BOLES, 2013). Motores de combustão interna, no entanto, apesar de operarem em um ciclo mecânico, não operam em ciclo termodinâmico, pois admitem entrada e saída de massa (CATON, 2015).

Motores de combustão interna podem ser classificados de diferentes maneiras. Porém, segundo Heywood (2018), a classificação mais importante diz respeito ao método de ignição da mistura ar-combustível. Dessa forma, motores de combustão interna podem ser classificados como: motores de ignição por centelha ou motores de ignição por compressão. Uma outra forma de classificar motores de combustão interna se dá com relação ao ciclo de operação, isto é, se o motor funciona com base em um ciclo de dois ou quatro tempos. Ao longo deste trabalho apenas motores de ignição por centelha e que operam segundo um ciclo dois tempos serão discutidos mais detalhadamente. Informações sobre outras categorias de motores podem ser encontradas, principalmente, nos trabalhos de Pulkrabek (2004) e Heywood (2018).

### **2.1.2 Motores de ignição por centelha dois tempos**

Em motores de ignição por centelha, a mistura ar-combustível é admitida previamente dosada ou formada no interior do cilindro, quando há injeção direta de combustível, e inflamada por uma centelha que ocorre entre os eletrodos de uma vela de ignição (BRUNETTI, 2018). Além disso, segundo Heywood (2018), motores dois tempos são motores que operam segundo o seguinte ciclo mecânico:

*i)* Um curso de compressão, que se inicia fechando os pórticos de entrada e saída, e, então, comprime a mistura ar-combustível, que sofre ignição na medida em que o pistão se aproxima do ponto morto superior (PMS).

*ii)* Um curso de expansão, que é caracterizado pela aproximação do pistão ao ponto morto inferior (PMI). Durante o curso de expansão, os pórticos se encontram abertos para que a maior parte dos gases queimados, produzidos pelo processo de combustão, possam sair do interior do cilindro através de um processo conhecido

como lavagem. A lavagem se dá quando a mistura ar-combustível fresca entra no cilindro expulsando os gases queimados.

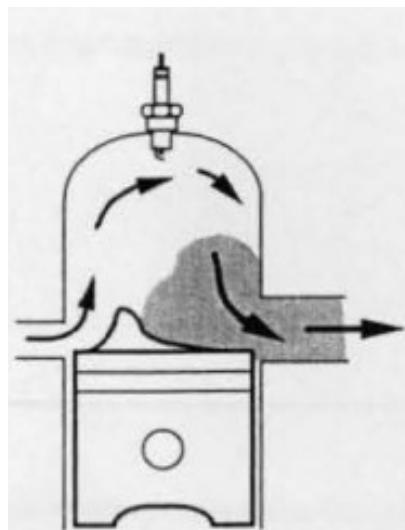
### 2.1.3 Lavagem em motores dois tempos

Tradicionalmente, os motores dois tempos apresentam três modalidades distintas de lavagem (MARTINS, 2006). Cada uma dessas modalidades será discutida, de maneira breve, a seguir.

- Lavagem transversal:

A lavagem transversal é a mais tradicional das lavagens empregadas a motores dois tempos, embora atualmente não seja muito utilizada. Neste método, as janelas de admissão e escape são posicionadas em lados opostos do cilindro e frente a frente. Para que os gases frescos não passem diretamente da janela de admissão para a de escape, o pistão apresenta um defletor que direciona os gases frescos para o topo do cilindro, local onde se situa a vela de ignição e se iniciará a combustão (MARTINS, 2006). A Figura 1 representa esquematicamente esse tipo lavagem.

Figura 1 - Lavagem transversal

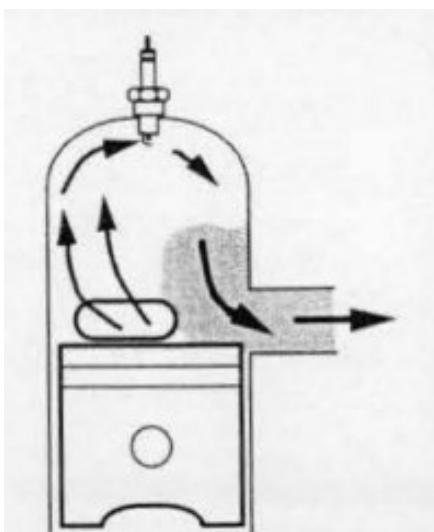


Fonte: Martins (2006).

- Lavagem em laço:

A lavagem em laço é tida como mais eficiente do que a lavagem transversal. Motores que utilizam este método de lavagem têm várias janelas de admissão dispostas radialmente ocupando grande parte do perímetro do cilindro (MARTINS, 2006). A Figura 2 ilustra esse tipo de lavagem.

Figura 2 - Lavagem em laço



Fonte: Martins (2006).

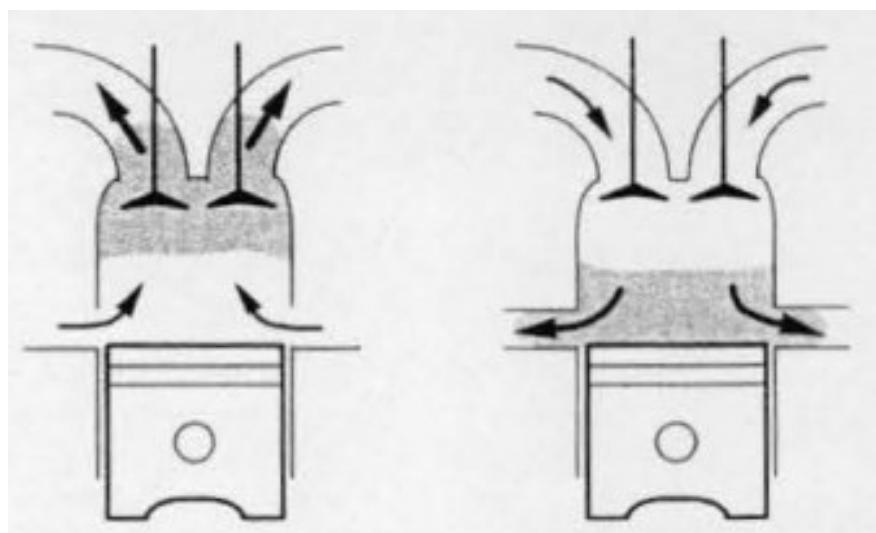
- Lavagem unidirecional:

Na lavagem unidirecional a entrada e a saída dos gases ocorrem em locais diferentes do cilindro, uma no topo e a outra na base. Geralmente, na base e em toda a volta do cilindro aparecem janelas de admissão e o escape é feito por válvulas situadas no cabeçote do motor. A configuração pode ser contrária, ou seja, admissão por meio das válvulas no cabeçote e escape por janelas na base do cilindro (MARTINS, 2006).

Este tipo de lavagem tem a vantagem de ser mais eficiente que as do tipo transversal e em laço, principalmente em cilindros altos e estreitos, pois, se não houver mistura entre os gases queimados e frescos, a remoção de gases queimados pode ser praticamente perfeita. Geralmente as janelas de admissão têm uma inclinação de modo a proporcionarem a rotação, ou *swirl*, dos gases no interior do

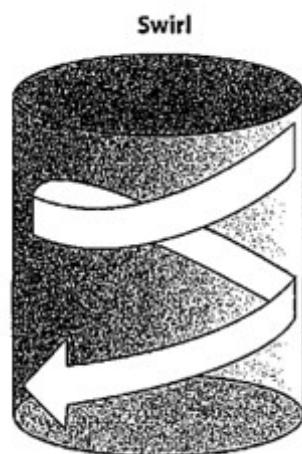
cilindro o que melhora substancialmente a lavagem (MARTINS, 2006). A Figura 3 mostra esquematicamente o processo de lavagem unidirecional. Na representação à esquerda a mistura fresca é admitida pelas janelas na base do cilindro e os gases queimados são expelidos através das válvulas, o contrário acontece na representação à direita. Além disso, a Figura 4 mostra como se dá o movimento de *swirl*, característico desse tipo de lavagem, no interior do cilindro.

Figura 3 - Lavagem unidirecional



Fonte: Martins (2006).

Figura 4 - Movimento de *swirl*

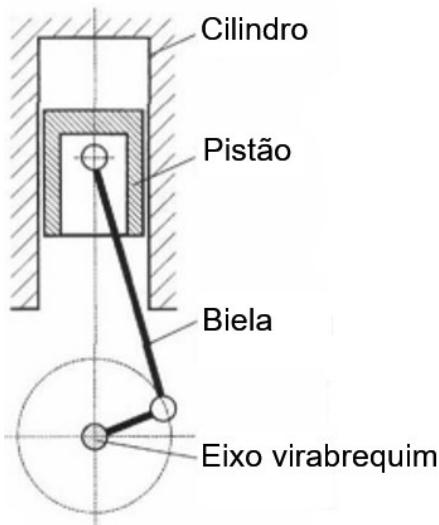


Fonte: Brunetti (2018).

## 2.1.4 Principais componentes mecânicos de motores de combustão interna

Conforme pode ser visto na Figura 5, os principais componentes mecânicos, representados de maneira esquemática, de um motor de combustão interna convencional são: cilindro, pistão, biela e eixo virabrequim (VAN BASSHUYSEN ET AL., 2016). Além desses componentes principais, motores de ignição por centelha dois tempos possuem pórticos e válvulas, de admissão ou exaustão, e vela de ignição (MARTINS, 2006).

Figura 5 - Representação esquemática de um motor de combustão interna convencional e seus principais componentes mecânicos



Fonte: Adaptado de Van Basshuysen *et al.* (2016).

A posição do pistão, em relação ao ângulo do eixo virabrequim, é dada pela Eq. (2.1), onde  $x$  é a posição do pistão,  $\theta$  é o ângulo do eixo virabrequim,  $R$  é o raio do eixo virabrequim e  $L$  é o comprimento de biela.

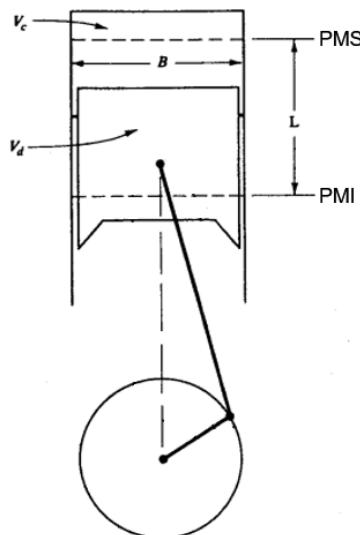
$$x(\theta) = R(1 - \cos\theta) + L \left[ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\theta} \right] \quad (2.1)$$

A Figura 6 ilustra, esquematicamente, parâmetros geométricos associados aos motores de combustão interna de maneira geral. Na Figura 6,  $V_c$  corresponde ao volume morto. Este é o menor volume atingido pelos fluidos de trabalho e se dá

quando o pistão está localizado no ponto morto superior (PMS). A posição do pistão para o qual o volume, no interior da câmara de combustão, é máximo, é chamada de ponto morto inferior (PMI). O volume deslocado,  $V_d$ , representa, matematicamente, a diferença entre o volume máximo atingido pelos fluidos de trabalho e o volume morto. Além disso,  $L$  corresponde ao curso do pistão e  $B$  ao diâmetro do cilindro.  $V_d$  é, então, dado pela Eq. (2.2).

$$V_d = \frac{\pi B^2}{4} L \quad (2.2)$$

Figura 6 - Parâmetros geométricos de motores de combustão interna



Fonte: Heywood (2018).

A razão de compressão geométrica,  $r_c$ , dada pela Eq. (2.3), é definida como a razão entre o volume da câmara de combustão quando o pistão está no ponto morto inferior e o volume morto.

$$r_c = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (2.3)$$

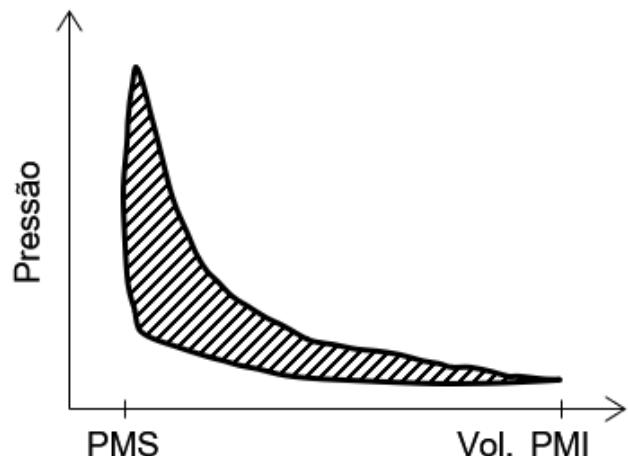
## 2.1.5 Principais parâmetros operacionais associados a motores de combustão interna dois tempos

Os principais parâmetros operacionais de um motor de combustão interna dois tempos são: trabalho bruto indicado por ciclo, potência bruta indicada, eficiência de combustão e calor liberado por ciclo, e eficiência térmica. Cada um desses parâmetros será discutido, de maneira resumida, a seguir. A definição e métodos de cálculos de outros parâmetros operacionais podem ser encontrados, principalmente, nos trabalhos de Pulkrabek (2004) e Heywood (2018).

### 2.1.5.1 Trabalho bruto indicado por ciclo

A Figura 7 ilustra o diagrama pressão-volume, também chamado de diagrama P-V, característico de um motor dois tempos. O eixo vertical corresponde à pressão no interior da câmara de combustão e o eixo horizontal ao seu volume.

Figura 7 - Diagrama P-V característico de motores de ignição por centelha dois tempos



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

A área do diagrama P-V corresponde ao trabalho bruto indicado por ciclo, que pode ser calculado pela Eq. (2.4), onde  $W_{c,ig}$  é o trabalho bruto indicado por ciclo, e  $p$  é a pressão, que depende do volume no interior da câmara de combustão,  $V$ .

$$W_{c,ig} = \oint p dV \quad (2.4)$$

### 2.1.5.2 Potência bruta indicada

A potência bruta indicada é definida como a taxa de produção de trabalho bruto indicado de um motor. Esta é dada pela Eq. (2.5), onde  $\dot{W}_{c,ig}$  é a potência bruta indicada, por cilindro,  $N$  é a frequência de rotação do eixo virabrequim e  $n_R$  é o número de voltas do eixo virabrequim necessárias para a realização de um tempo de explosão. Para motores dois tempos,  $n_R = 1$ , e para motores quatro tempos,  $n_R = 2$ .

$$\dot{W}_{c,ig} = \frac{W_{c,ig}N}{n_R} \quad (2.5)$$

### 2.1.5.3 Eficiência de combustão e calor liberado por ciclo

A eficiência de combustão,  $\eta_c$ , é definida como a parcela de combustível queimada. O calor liberado por ciclo, por sua vez, corresponde à quantidade de energia química convertida em calor durante a queima de uma determinada quantidade de combustível ao longo de um ciclo. O calor liberado por ciclo depende da eficiência de combustão, estes dois parâmetros estão vinculados um ao outro através da Eq. (2.6), onde  $Q_{in}$  é o calor liberado por ciclo,  $m_f$  é a massa de combustível disponível para um ciclo e  $Q_{LHV}$  é o poder calorífico inferior do combustível.

$$Q_{in} = m_f Q_{LHV} \eta_c \quad (2.6)$$

A taxa de liberação de calor,  $\dot{Q}_{in}$ , é, então, dada pela Eq. (2.7), onde  $\dot{m}_f$  é o fluxo mássico de combustível.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f Q_{LHV} \eta_c \quad (2.7)$$

#### 2.1.5.4 Eficiência térmica

A eficiência térmica representa o quanto de calor liberado foi convertido em trabalho ao longo da realização de um ciclo. Assim, a eficiência térmica,  $\eta_t$ , é calculada por meio da Eq. (2.8).

$$\eta_t = \frac{W_{c,ig}}{Q_{in}} = \frac{\dot{W}_{c,ig}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.8)$$

#### 2.1.5.5 Relação ar-combustível, razões de equivalência combustível-ar e ar-combustível, e percentual de excesso de ar

A relação ar-combustível,  $(A/F)$ , refere-se à quantidade de ar em relação à quantidade de combustível que adentra o motor e é calculada pela Eq. (2.9), onde  $m_{air}$  e  $m_{fuel}$  correspondem às quantidades de massa de ar e combustível que adentram o cilindro do motor, respectivamente. Se a quantidade de ar e combustível são tais que as condições de estequiometria são atingidas, a relação ar-combustível, neste caso, é dita relação ar-combustível estequiométrica e é denotada por  $(A/F)_{stoic}$ .

$$(A/F) = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \quad (2.9)$$

A razão de equivalência combustível-ar,  $\phi$ , calculada pela Eq. (2.10), indica quantitativamente se uma mistura ar-combustível é rica, pobre ou estequiométrica. Em condições de estequiometria,  $\phi = 1$ . Em caso de misturas rica e pobre  $\phi > 1$  e  $\phi < 1$ , respectivamente.

$$\phi = \frac{(A/F)_{stoic}}{(A/F)} \quad (2.10)$$

A razão de equivalência ar-combustível,  $\lambda$ , calculada pela Eq. (2.11), desempenha o mesmo papel que a razão de equivalência combustível-ar, isto é, indicada quantitativamente se uma mistura ar-combustível é rica, pobre ou

estequiométrica, com a seguinte diferença: em caso de misturas rica e pobre  $\lambda < 1$  e  $\lambda > 1$ , respectivamente. Em condições de estequiometria,  $\lambda = 1$ .

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_{stoic}} \quad (2.11)$$

O percentual de excesso de ar é calculado por meio da Eq. (2.12).

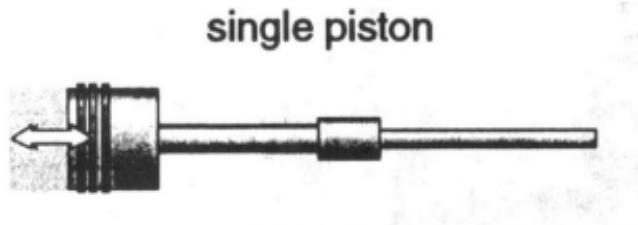
$$\% \text{ excess air} = (\lambda - 1) \cdot 100\% \quad (2.12)$$

## 2.2 Motores lineares

Segundo Mikalsen e Roskilly (2007), motores lineares têm despertado o interesse de inúmeros grupos de pesquisa ao redor do mundo por apresentarem, em relação aos motores convencionais, as seguintes potenciais vantagens: combustão otimizada através da variação da razão de compressão, levando a melhores eficiências em cargas parciais e possibilidade de trabalhar com múltiplos combustíveis, e redução de perdas de atrito devido ao *design* simples, caracterizado por uma menor quantidade de partes móveis. O movimento do pistão, nos motores lineares, não é determinado por nenhum componente mecânico e só depende da correlação de forças provenientes dos fluidos de trabalho e das cargas que atuam sobre o pistão.

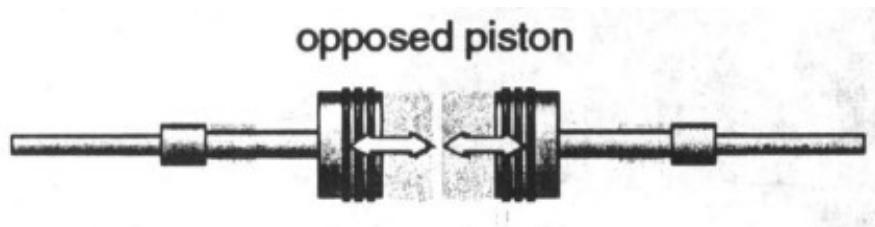
Achten (1994) enfatiza o curso do pistão nos motores lineares é usado diretamente para produzir algum tipo de energia, em geral, hidráulica, pneumática ou elétrica. De acordo com Achten (1994), e Mikalsen e Roskilly (2007), os motores lineares podem, de maneira abrangente, serem classificados, segundo a quantidade e disposição dos pistões, em três categorias: *single piston* (pistão único), *dual piston* (pistão duplo) e *opposed piston* (pistões opostos). As Figuras 8, 9 e 10 ilustram de maneira esquemática cada uma dessas configurações.

Figura 8 - Representação esquemática de um motor linear do tipo *single piston*



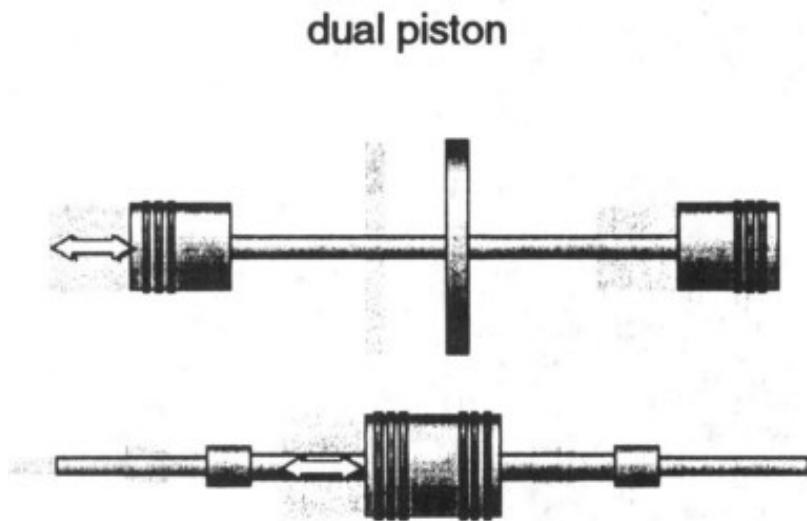
Fonte: Adaptado de Achten (1994).

Figura 9 - Representação esquemática de um motor linear do tipo *opposed piston*



Fonte: Adaptado de Achten (1994).

Figura 10 - Representação esquemática de um motor linear do tipo *dual piston*



Fonte: Adaptado de Achten (1994).

Conforme ilustrado pelas Figuras 8, 9 e 10, motores do tipo *single piston* são caracterizados por possuírem um único pistão e uma única câmara de combustão. Motores do tipo *opposed piston* possuem dois pistões que compartilham a mesma câmara de combustão. Este tipo de motor, geralmente, requer um mecanismo que estabeleça algum tipo de vínculo entre os dois pistões para que estes trabalhem de

maneira sincronizada. O conceito *opposed piston* também foi aplicado em motores convencionais, isto é, motores que possuem eixo virabrequim. Por último, motores do tipo *dual piston* possuem dois pistões e duas câmaras de combustão dispostas de maneira oposta. Os pistões, em motores do tipo *dual piston*, precisam estar conectados de alguma maneira (ACHTEN, 1994).

Esta seção discutirá mais detalhadamente os motores do tipo *dual piston*. Informações adicionais sobre motores lineares que se encaixam em outras categorias podem ser encontradas nos trabalhos realizados por Achten (1994), e Mikalsen e Roskilly (2007).

## 2.2.1 Características gerais de motores lineares

Os motores lineares possuem características singulares em relação aos motores convencionais. Algumas dessas características representam vantagens enquanto outras se tornam desafios no que diz respeito a tornar esta tecnologia viável ao ponto de substituir os motores convencionais (MIKALSEN; ROSKILLY, 2007). Algumas destas características serão discutidas a seguir.

### 2.2.1.1 Princípio de operação, dinâmica e controle

Devido aos seus aspectos construtivos, o motor linear está restrito ao ciclo mecânico dois tempos. Isto é, um curso de produção de potência é necessário a cada ciclo realizado (MIKALSEN; ROSKILLY, 2007).

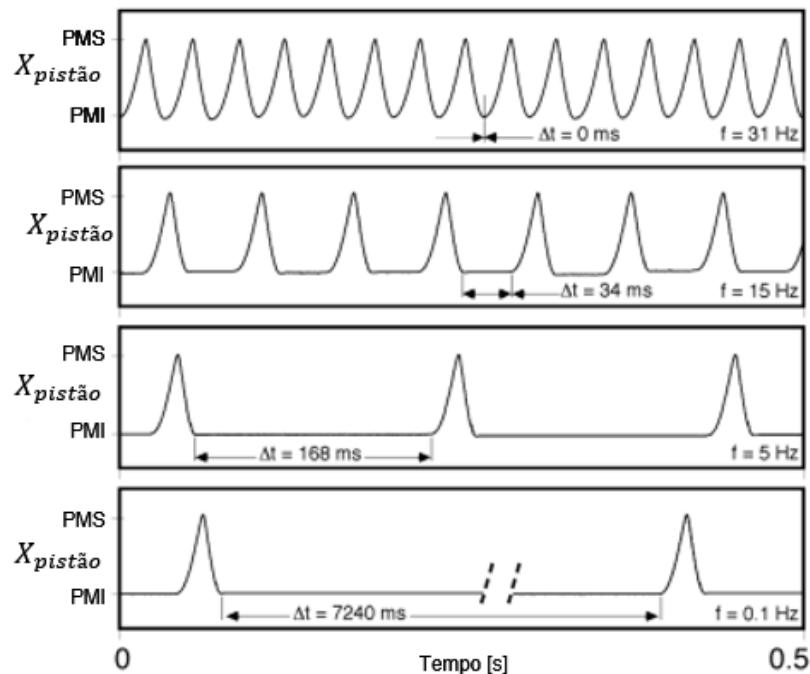
Nos motores convencionais o eixo virabrequim desempenha um papel fundamental no controle do movimento do pistão. Este controle garante que a compressão e a lavagem do cilindro sejam realizadas adequadamente. O movimento do pistão nos motores lineares, no entanto, é determinado somente pelas forças que atuam sobre este. Dessa forma, o movimento do pistão num motor linear é determinado pela Eq. (2.13), onde  $F_i$  corresponde a qualquer força que possa atuar sobre o pistão como, por exemplo, forças devido à pressão no interior da câmara de combustão, forças de carga ou forças decorrentes de algum mecanismo de rebote.  $x$  é o deslocamento do pistão e  $m_p$  é a sua massa.

$$\sum_i F_i = m_p \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.13)$$

É importante ressaltar que, como o movimento do pistão em motores lineares depende da magnitude das forças que atuam sobre este, os pontos morto superior e inferior, e, também, a razão de compressão, para estes tipos de motores não são fixos. Por causa disso, frequentemente, é necessário que exista algum tipo de controle sobre o movimento do pistão (MIKALSEN; ROSKILLY, 2007). De acordo com Achten (1994), os maiores desafios referentes ao projeto de motores lineares dizem respeito ao controle do movimento do pistão.

A frequência do motor linear também pode ser controlada por diferentes estratégias. Achten *et al.* (2000), desenvolveram um motor linear do tipo *single piston* a diesel chamado *Chiron*. O motor foi utilizado para geração de energia hidráulica, e um controle de frequência por modulação de pulso e pausa (do inglês, *pulse pause modulation frequency control*) foi utilizado pelos pesquisadores. A Figura 11 ilustra como este tipo de controle pode modificar a frequência de funcionamento do motor. Na Figura 11, o termo  $X_{pistão}$  corresponde ao deslocamento do pistão do motor.

Figura 11 - Efeitos promovidos sobre a frequência de operação do motor linear pelo controle de frequência por modulação de pulso e pausa



Fonte: Adaptado de Achten *et al.* (2000).

### **2.2.1.2 Partida, falhas de ignição e instabilidades**

Devido à ausência do eixo virabrequim, os motores lineares requerem métodos de partida diferentes dos aplicados a motores convencionais. A partida pode ser realizada impulsionando o pistão em direção ao ponto morto superior ou movendo o pistão alternadamente entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior até que se atinja uma compressão adequada. Este último método pode ser utilizado se a carga, acoplada ao motor, puder operar como um motor, como é o caso de, por exemplo, uma máquina elétrica ou um cilindro hidráulico. Caso seja utilizada a estratégia de impulso, é crucial que a partida seja bem-sucedida logo no primeiro ciclo e que o sistema de controle seja capaz de manter o motor em funcionamento após isso. Geralmente, os motogeradores lineares, combinação de motores lineares com geradores elétricos, utilizam a máquina elétrica para dar partida no motor (MIKALSEN; ROSKILLY, 2007).

Como o motor linear não possui um dispositivo de armazenamento de energia capaz de manter o motor funcionando, como, por exemplo, o volante de inércia empregado em motores convencionais, falhas na ignição e instabilidades podem ocorrer. Assim, se, por algum motivo, a ignição ou a combustão se tornarem instáveis o motor pode cessar o seu funcionamento (MIKALSEN; ROSKILLY, 2007).

### **2.2.1.3 Aspecto construtivo simples**

A simplicidade do motor linear em comparação com a tecnologia convencional é uma das forças motrizes por trás de muitos dos desenvolvimentos recentes dessa tecnologia. A eliminação do mecanismo biela-manivela reduz significativamente o número de componentes mecânicos e a complexidade do motor, o que, potencialmente, oferece uma série de vantagens como, por exemplo: menores perdas devido ao atrito, menos desgaste e custos de manutenção mais baixos, estrutura compacta e leve, e aumento da expectativa de vida dos componentes mecânicos do motor (MIKALSEN; ROSKILLY, 2007).

#### 2.2.1.4 Combustão otimizada e operação com múltiplos combustíveis

A razão de compressão variável, no motor linear, pode tornar o processo de combustão altamente otimizável. Utilizando-se um sistema de controle do movimento do pistão suficientemente preciso, a razão de compressão pode ser regulada durante a operação do motor para alcançar o melhor desempenho possível em termos de eficiência térmica ou emissões. Além disso, a razão de compressão variável, combinada com tecnologias modernas como injeção de combustível e temporização de válvulas variável, permite que o motor linear funcione de maneira otimizada para uma ampla variedade de combustíveis (MIKALSEN; ROSKILLY, 2007).

#### 2.2.2 Motor linear *dual piston*

Motores lineares do tipo *dual piston*, por apresentarem dois pistões dispostos de maneira oposta, não apresentam um ponto morto superior ou inferior únicos. Isto é, quando um pistão está posicionado no ponto morto superior, o outro encontra-se posicionado, obrigatoriamente, no ponto morto inferior.

Os maiores problemas associados a este tipo de motor se referem à partida e ao controle da compressão. Isto se dá pelo fato de que qualquer variação no processo de expansão de uma das câmaras de combustão resulta, automaticamente, numa variação de compressão da outra devido ao vínculo cinemático existente entre estas. Devido a isso, pode ser desafiador controlar a razão de compressão, emissões e eficiência térmica neste tipo de motor (ACHTEN, 1994). As grandes vantagens desta configuração sobre as demais dizem respeito ao fato do motor apresentar uma estrutura mais compacta e não necessitar de nenhum mecanismo de retorno adicional para promoção da compressão.

### 2.3 Simulações de motores de combustão interna

Simulações de motores de combustão interna têm sido desenvolvidas e utilizadas há mais de meio século para diferentes propósitos (CATON, 2015). Caton (2015) afirma que as primeiras simulações de motores de combustão interna eram bastante elementares e limitadas devido às restrições de desempenho computacional e pela falta de conhecimento sobre os fenômenos físico-químicos

associados ao funcionamento destas máquinas. Ao longo dos anos, com o aumento do poder de processamento dos computadores e o desenvolvimento de teorias que permitissem entender o funcionamento dos motores de combustão interna, essas simulações evoluíram e se tornaram sofisticadas. Muitas das simulações modernas são capazes de levar em conta aspectos referentes à mecânica dos fluidos, combustão, transferência de calor, atrito, entre outros. Esta seção se destina a expor, de maneira breve, aspectos fundamentais referentes a estas simulações.

### **2.3.1 Ciclo padrão a ar e ciclo de mistura ar-combustível**

As primeiras simulações de motores de combustão interna empregavam o chamado ciclo padrão a ar. Esse ciclo é baseado na aplicação da primeira lei da termodinâmica sobre o motor e uma série de aproximações e hipóteses simplificadoras. Caton (2015), chama atenção para as seguintes aproximações:

- i)* O fluido de trabalho é ar puro com propriedades constantes.
- ii)* Variações espaciais são negligenciáveis.
- iii)* Os processos de compressão e expansão são adiabáticos e reversíveis.
- iv)* A liberação de calor decorrente da combustão é simulada como uma adição de calor sob determinadas condições como, por exemplo, pressão constante ou volume constante.

Devido à grande quantidade de aproximações e hipóteses simplificadoras, as simulações deste tipo, do ponto de vista quantitativo, são muito otimistas e preveem resultados bastante diferentes dos observados em motores reais (CATON, 2015). No entanto, essas simulações, por possibilitares a realização de análises qualitativas, forneceram aos engenheiros e cientistas, de sua época, vários *insights* que permitiram uma melhor compreensão do funcionamento dos motores de combustão interna e, também, a realização de alguns avanços (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018).

Posteriormente, tais simulações foram melhoradas através da modificação das aproximações e hipóteses simplificadoras. Essas melhorias foram obtidas através do

uso de propriedades termodinâmicas mais realistas, baseadas em misturas mais próximas das condições reais. Conforme destacado por Taylor (1988) e Caton (2015), passou-se, então, a considerar que durante o processo de compressão, o fluido de trabalho correspondia a uma mistura de vapor de combustível, ar e gases residuais, e que após a combustão, o fluido de trabalho era composto pelos produtos de equilíbrio químico para a mistura de entrada correspondente. Apesar dessas modificações, as previsões, utilizando essas hipóteses, não se tornaram substancialmente mais realistas (CATON, 2015).

Conforme destacado anteriormente, simulações desse tipo são realizadas aplicando-se a primeira lei da termodinâmica sobre o motor. Isso implica no fato de que o funcionamento do motor é simulado como algum ciclo termodinâmico. Algumas versões especiais desses ciclos são:

- Ciclo Otto: caracterizado pela adição de calor a volume constante.
- Ciclo Diesel: caracterizado pela adição de calor a pressão constante.
- *Dual cycle*: caracterizado por adições de calor a volume e a pressão constante.
- Ciclo Atkinson: semelhante ao ciclo Otto, mas com uma razão de expansão maior do que a razão de compressão.

Vários autores se dedicaram a descrever de maneira detalhada cada um desses ciclos. Dentre tais autores destacam-se: Taylor (1988), Pulkabek (2004), Martins (2006), Çengel e Boles (2013), Caton (2015), Borgnakke e Sonntag (2018), Brunetti (2018), e Heywood (2018).

### 2.3.2 Simulações termodinâmicas

As simulações ditas termodinâmicas utilizam modelos termodinâmicos mais complexos do que as simulações de ciclo padrão a ar ou com misturas ar-combustível mais realistas, que foram brevemente discutidas anteriormente. Ao invés de simplesmente aplicar-se a primeira lei da termodinâmica sobre o motor como um todo,

relações termodinâmicas e modelos adicionais são utilizados para simular os fenômenos que ocorrem no interior do cilindro de maneira mais detalhada.

Geralmente, assume-se que a carga no interior cilindro apresenta pressão, temperatura e composição uniformes em uma ou várias regiões da câmara de combustão, dessa forma, apenas as variações temporais são consideradas (HAN, 2021). Simulações com tais características são chamadas de zero-dimensionais, no sentido de que não levam em consideração nenhum tipo de variação espacial (CATON, 2015).

Segundo Caton (2015), também é possível a realização de simulações quase-dimensionais, onde relações empíricas são aplicadas no intuito de se levar em consideração características geométricas da câmara de combustão. No entanto, é importante destacar que, em simulações quase-dimensionais, os modelos empíricos empregados não apresentam uma dependência matemática estrita em relação a nenhuma das dimensões espaciais.

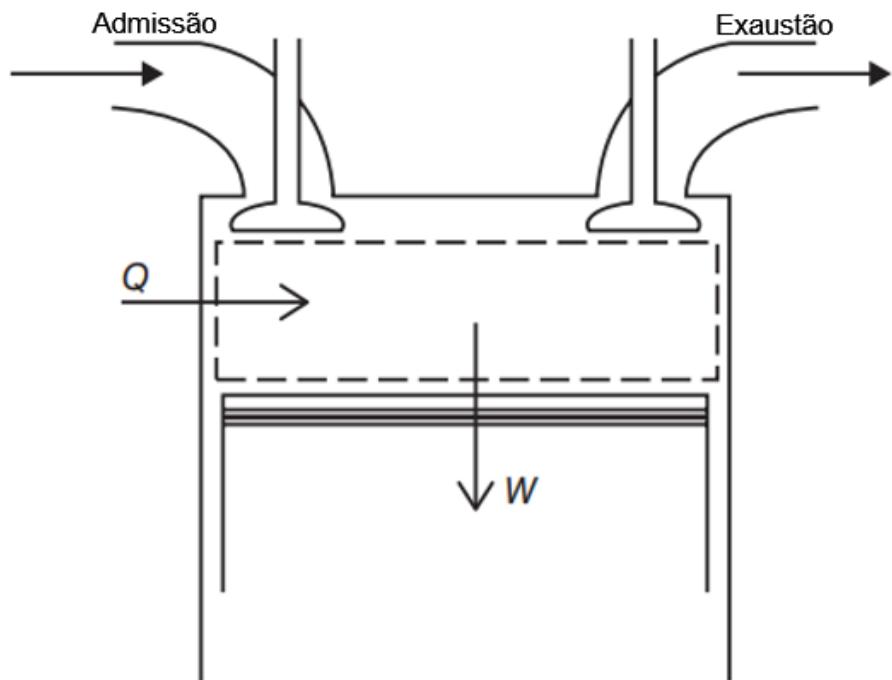
Han (2021) afirma que, de maneira geral, simulações termodinâmicas apresentam as seguintes aproximações e hipóteses simplificadoras:

- i) Propriedades termodinâmicas apresentam variações apenas em relação ao tempo e são espacialmente uniformes.
- ii) O combustível é vaporizado e misturado com o ar de maneira instantânea e completa.
- iii) A mistura ar-combustível obedece à lei dos gases ideais.
- iv) O *blow-by*, isto é, o escape de gases da câmara de combustão através dos anéis de vedação do pistão, é negligenciável.

Segundo Caton (2015), simulações termodinâmicas são realizadas dividindo o interior do cilindro do motor em diferentes zonas. Normalmente, são utilizadas até três zonas de modo que diferentes fenômenos e detalhes podem ser simulados. Apenas a título de exemplificação, as Figuras 12, 13, e 14 representam de maneira esquemática como os fenômenos que ocorrem no interior da câmara de combustão são modelados ao se utilizar uma ou mais zonas. Na Figura 12 os termos  $Q$  e  $W$

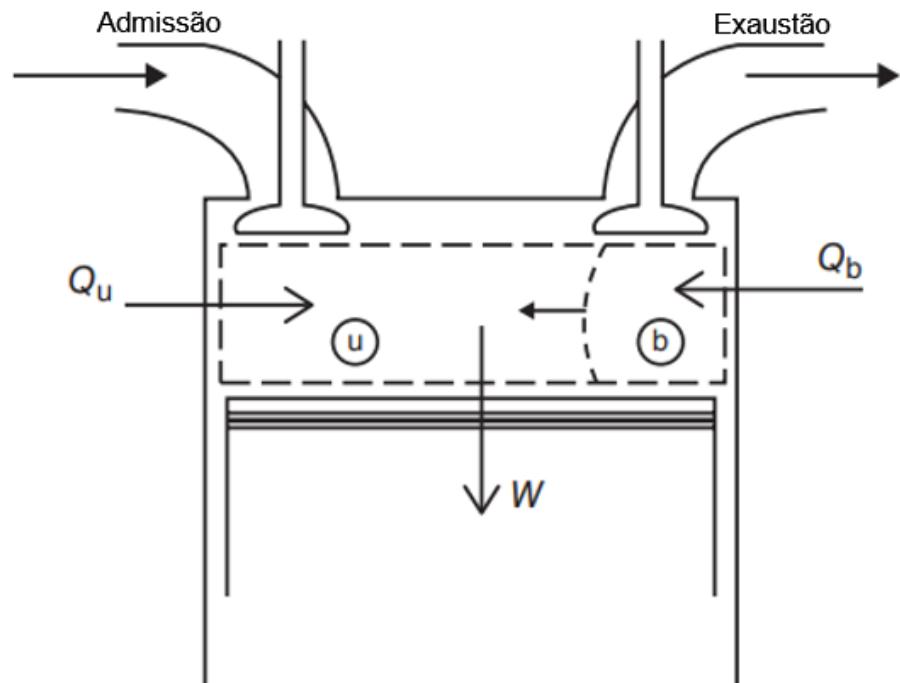
correspondem a processos de transferência de calor e trabalho, respectivamente. Nas Figuras 13 e 14, os símbolos  $\textcircled{b}$  e  $\textcircled{u}$  indicam regiões de gases queimados e não-queimados, respectivamente, e os termos  $Q_b$  e  $Q_u$  indicam processos de transferência de calor nestas regiões, nestas figuras o termo  $W$  indica um processo de transferência de trabalho.

Figura 12 - Sistema termodinâmico de uma zona



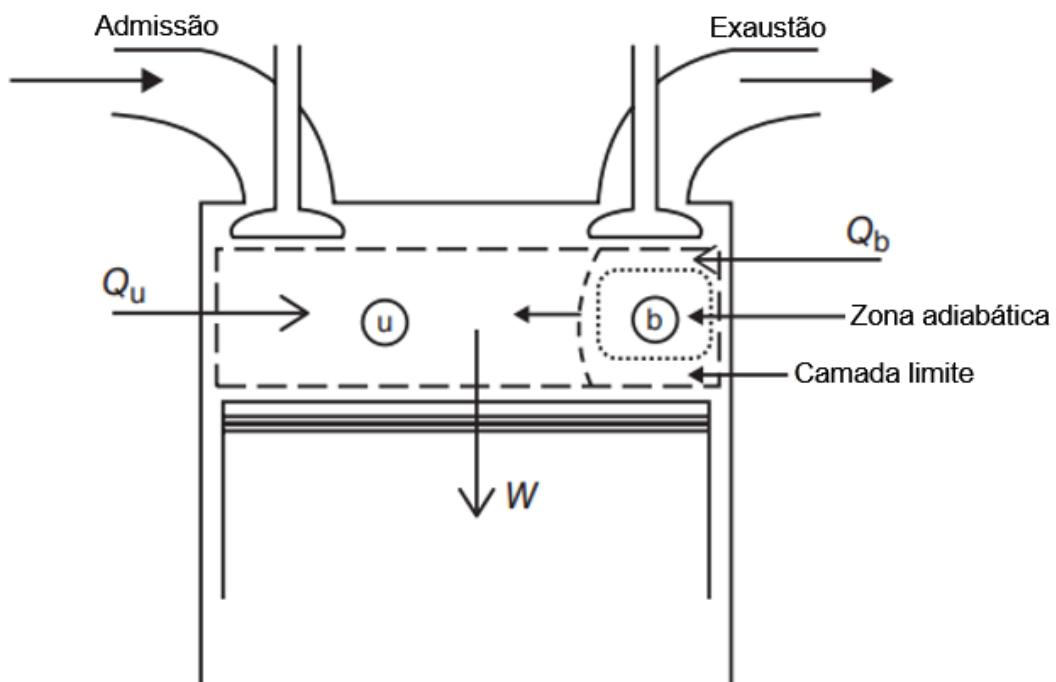
Fonte: Adaptado de Caton (2015).

Figura 13 - Sistema termodinâmico de duas zonas



Fonte: Adaptado de Caton (2015).

Figura 14 - Sistema termodinâmico de três zonas



Fonte: Adaptado de Caton (2015).

Observando as Figuras 12, 13 e 14, é possível concluir que:

- Uma única zona é adequada para simular os processos de admissão, compressão, expansão e exaustão.
- Duas zonas permitem a simulação dos processos de combustão através das zonas queimada e não-queimada.
- Três zonas permitem modelar a combustão mais detalhadamente, pois o processo de combustão é representado por uma zona adiabática, uma camada limite e uma zona não-queimada.

As equações de energia e balanço de massa são, então, deduzidas para cada uma dessas zonas. Um número maior de zonas leva a uma descrição mais detalhada dos fenômenos físico-químicos, mas, em contrapartida, torna o modelo matemático mais complexo. Mais detalhes, referentes às simulações termodinâmicas, podem ser encontrados nos trabalhos de Caton (2015), Heywood (2018) e Han (2021).

### 2.3.3 Simulações multidimensionais

As simulações multidimensionais são as mais detalhadas e complexas. Han (2021) afirma que simulações multidimensionais são realizadas resolvendo-se as equações de balanço de massa, *momentum*, energia, espécies químicas e outras. Essas equações providenciam uma descrição completa do movimento dos gases, considerando as variações espaciais e temporais dos campos de escoamento e dos parâmetros termodinâmicos associados aos motores de combustão interna. Caton (2015) e Han (2021), afirmam que, além das equações mencionadas anteriormente, simulações multidimensionais empregam modelos físicos de *spray*, combustão, transferência de calor para as paredes, emissões, processos de camada limite, turbulência, entre outros.

Conforme destacado por Han (2021), os escoamentos associados a motores de combustão interna são, em geral, tridimensionais, transitórios, turbulentos e com fronteiras móveis. Além disso, nesses escoamentos encontram-se diversas escalas de tempo e comprimento. A possível presença de pequenas gotas de combustível líquido no escoamento, que interagem entre si e com o gás, torna o problema ainda mais complexo. Por isso, a estratégia utilizada é introduzir submodelos que

descrevem subprocessos em escalas menores que a da malha computacional, simulando os processos associados ao funcionamento do motor resolvendo as equações de balanço acopladas a esses submodelos. A confiança nas previsões desses modelos e o entendimento de suas limitações é obtida pela comparação com experimentos. Avanços nos submodelos, quando disponíveis, são incorporados para melhorar a precisão geral das previsões dos modelos e para ampliar suas capacidades.

Este tipo de simulação, no entanto, apresenta as desvantagens dos cálculos serem demorados e os submodelos nem sempre suficientemente detalhados. Além disso, uma malha computacional é necessária e, frequentemente, são necessárias diferentes resoluções de malha em distintas regiões do domínio computacional (CATON, 2015). Caton (2015) afirma que devido à grande variedade de escalas de tempo e comprimento nenhum esquema computacional simples pode ser aplicado com sucesso de maneira universal. No entanto, as vantagens das simulações multidimensionais residem nos fatos de que as temperaturas locais previstas tendem a ser muito mais realistas, em comparação com as obtidas através da abordagem simplificada utilizada pelas simulações termodinâmicas, e as avaliações dos efeitos promovidos por mudanças na geometria da câmara de combustão são significativamente mais precisas. Nesse sentido, informações espaciais e temporais são altamente detalhadas e completas. Esses detalhes podem auxiliar na melhor compreensão dos processos de mistura do vapor de combustível com o ar, ignição local, combustão, transferência de calor local, formação de emissões, entre outros (CATON, 2015).

#### **2.3.4 Simulações de motores lineares *dual piston***

Mikalsen e Roskilly (2008) investigaram o desempenho de um motor linear de ignição por centelha comparando-o ao de um motor convencional, também de ignição por centelha, por meio de simulações multidimensionais realizadas no *software OpenFOAM®*. As características operacionais específicas do motor linear não demonstraram vantagens de desempenho significativas, concluindo-se que o principal potencial dessa tecnologia reside na simplicidade e flexibilidade, que permite variações na razão de compressão e operação com diferentes tipos de combustíveis.

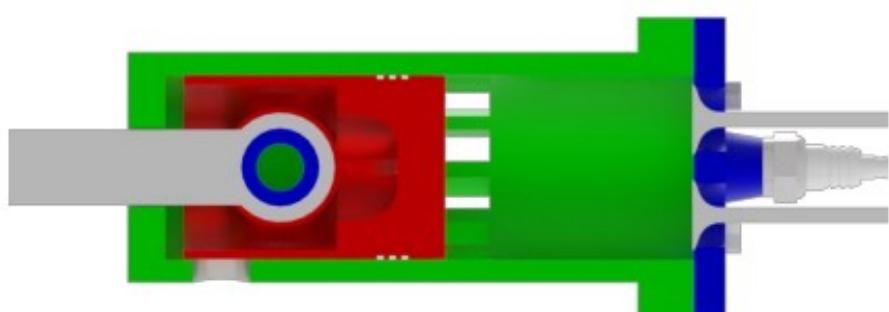
As simulações realizadas por Mikalsen e Roskilly (2008) mostraram que o motor linear exige um avanço na ignição em relação ao motor convencional. Os autores atribuíram isso à expansão mais rápida logo após o ponto morto superior (PMS) característica de motores lineares. Em termos de eficiência térmica, os autores observaram que o motor linear apresenta uma leve vantagem em relação ao motor convencional em baixas rotações. No entanto, à medida que a velocidade aumenta, a eficiência térmica do motor linear diminui e torna-se ligeiramente inferior à do motor convencional. De modo geral, apenas diferenças muito pequenas na eficiência térmica indicada entre os dois motores puderam ser identificadas. Adicionalmente, as emissões de  $CO$  e  $NO_x$  foram investigadas, mas apenas diferenças insignificantes foram observadas entre os motores linear e convencional.

Guo *et al.* (2024) acoplaram um modelo termodinâmico zero-dimensional com um modelo multidimensional e analisaram a dinâmica do pistão e as características da combustão de um motor linear quando alimentado com combustíveis enriquecidos com hidrogênio. Os autores testaram misturas de hidrogênio com gasolina, metanol, metano, e, também, testaram o uso de hidrogênio puro. Os pesquisadores constataram que o motor linear demonstra operação estável com os quatro combustíveis testados. A utilização de hidrogênio puro conduz à maior frequência de operação, enquanto o metano leva a menor frequência de operação. Foi observado que a velocidade e aceleração do pistão variam mais rapidamente ao se utilizar hidrogênio puro. O uso de hidrogênio puro também resulta em maiores picos de pressão e temperatura no interior da câmara de combustão do motor. A combustão apresenta menor duração e, consequentemente, maior taxa de liberação de calor ao se fazer uso de hidrogênio puro. As maiores emissões de  $NO$  estão associadas ao uso de gasolina enriquecida com hidrogênio, por outro lado, as menores estão vinculadas ao uso de hidrogênio puro. De maneira resumida, Guo *et al.* (2024) demonstraram que o tipo de combustível empregado pode influenciar diretamente a dinâmica do pistão e os parâmetros operacionais do motor linear.

Rigobello (2020) realizou simulações termodinâmicas quase-dimensionais de um motor linear associado a um gerador elétrico. O modelo numérico utilizado por Rigobello (2020) para tanto permite o acoplamento entre o motor linear e o gerador linear e foi desenvolvido por Rodrigues (2020). O campo eletromagnético no interior do gerador é estimado através do método dos subdomínios. A combustão é representada por meio de um modelo termodinâmico quase-dimensional de uma

zona. No estudo realizado por Rigobello (2020), o combustível utilizado foi um gás de síntese obtido a partir da gaseificação de resíduos sólidos urbanos. As características desse combustível foram descritas detalhadamente por Monteiro (2019). O motor linear em questão apresenta ignição por centelha, opera segundo um ciclo mecânico dois tempos, é do tipo *dual piston* e emprega o método de lavagem do tipo unidirecional. Rigobello (2020), procurou analisar a influência dos parâmetros operacionais, geometria da câmara de combustão, tempos de admissão e exaustão, sistema dinâmico e massa de combustível sobre o comportamento do motor. O autor, então, realizou uma otimização com o objetivo de determinar a configuração que resultasse na máxima eficiência térmica do conjunto motor-gerador. No motor otimizado, a mistura ar-combustível adentra o cilindro através de janelas de admissão, localizadas na base do cilindro, e os gases queimados são expelidos por meio de duas válvulas, localizadas no cabeçote do motor. O ponto de ignição se dá num ângulo de eixo virabrequim equivalente  $40^\circ$  adiantados em relação ao PMS. A partir da configuração otimizada, estimaram-se as condições de pico e médias referentes à operação do motor linear. Em posse dessas informações, o autor realizou o dimensionamento dos componentes mecânicos do motor. Os seguintes componentes mecânicos foram dimensionados: cilindro, cabeçote, parafusos, pistão, anéis de vedação e pino do pistão. A Figura 15 ilustra, em vista de corte, o motor linear desenvolvido por Rigobello (2020).

Figura 15 - Motor linear projetado por Rigobello (2020)



Fonte: Rigobello (2020).

A Tabela 1 apresenta as principais especificações técnicas do motor projetado por Rigobello (2020). A pressão e temperatura máximas atingidas pelo motor foram de, aproximadamente, 221 bar e 2781 °C, respectivamente.

**Tabela 1 - Principais especificações técnicas do motor projetado por Rigobello (2020)**

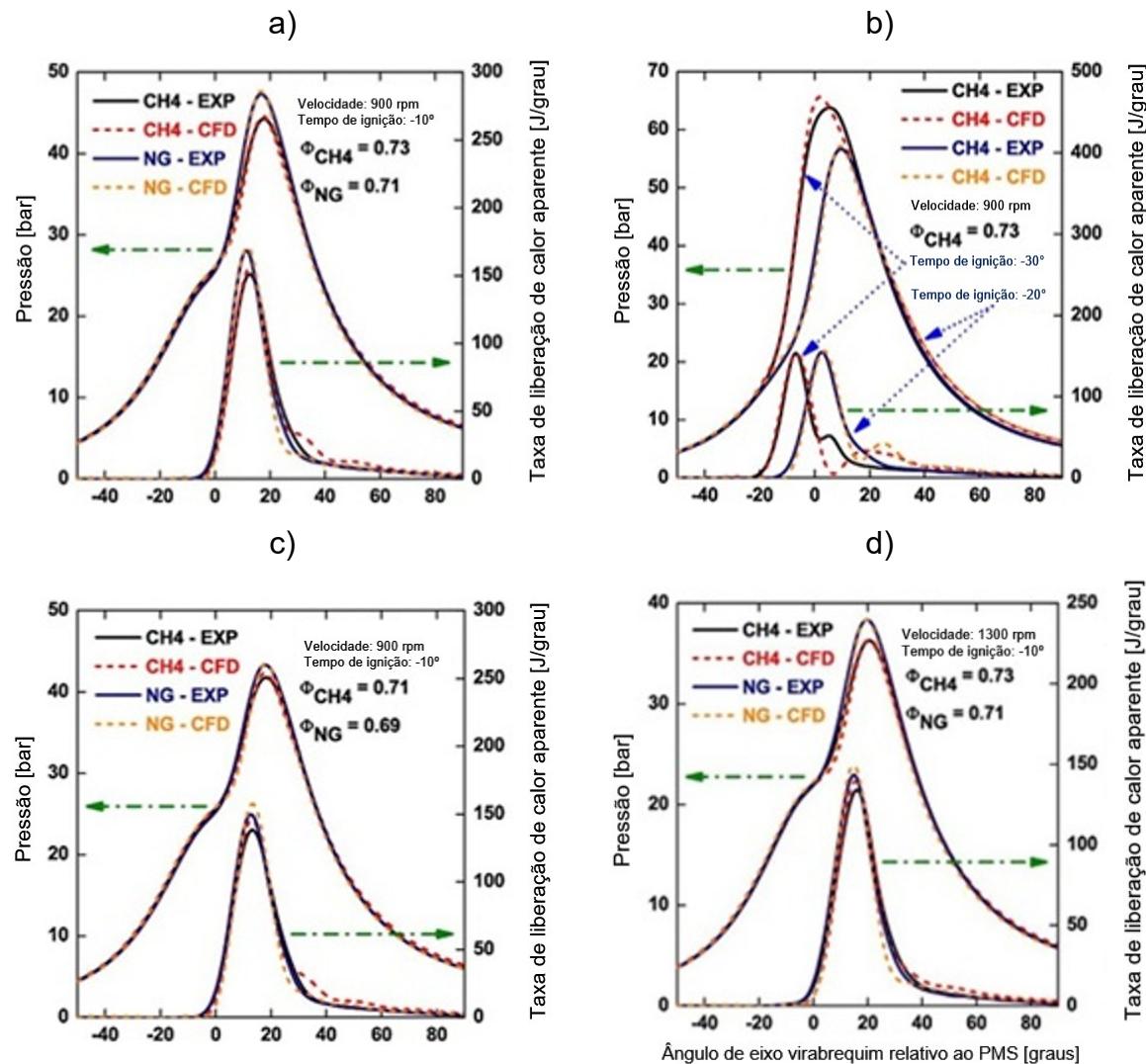
Diâmetro do cilindro (mm)	Curso do pistão (mm)	Volume máximo (cm³)	Razão de compressão geométrica	Número de válvulas	Número de janelas	Rotação equivalente (rpm)
49,26	63,6	121,21	16,9	2	12	2040

Fonte: Rigobello (2020).

### **2.3.5 Otimização computacional de motores de ignição por centelha via simulações multidimensionais**

Liu e Dumitrescu (2018) realizaram inúmeras simulações computacionais de um motor de ignição por compressão, modificado para operar como um motor de ignição por centelha alimentado com gás natural, e com as seguintes principais especificações: ciclo mecânico de quatro tempos, volume deslocado de 1997 cm<sup>3</sup>, diâmetro do cilindro de 130,2 mm e curso do pistão de 150 mm. Os pesquisadores utilizaram o *software Ansys Forte®* para prever a performance do motor. Inicialmente, um conjunto de simulações foram realizadas com o objetivo de validar o modelo computacional empregado comparando os resultados obtidos, via simulações, com dados colhidos experimentalmente. Diferentes condições, obtidas variando-se a rotação, ponto de ignição e razões de equivalência combustível-ar, foram testadas. O motor foi alimentado com metano ( $CH_4$ ) e com gás natural. Os valores de pressão no interior do cilindro e de taxa de calor liberado obtidos computacionalmente e experimentalmente foram comparados. Conforme pode ser visto na Figura 16, o modelo computacional foi capaz de prever satisfatoriamente o funcionamento do motor, de modo que uma boa concordância entre os resultados provenientes das simulações e os dados colhidos experimentalmente fosse obtida.

Figura 16 - Comparação entre valores de pressão no interior do cilindro e taxa de calor liberado simulados e experimentais para: a) condição original, b) diversos tempos de ignição, c) diversas razões de equivalência combustível-ar, d) diversas velocidades de rotação



Fonte: Adaptado de Liu e Dumitrescu (2018).

Liu e Dumitrescu (2018) atribuíram as pequenas diferenças entre os resultados obtidos via simulações e os dados experimentais, observadas na Figura 16, às seguintes causas: mecanismo de cinética química reduzido, condições de contorno constantes, incertezas inerentes aos submodelos utilizados e geometria simplificada do interior do cilindro do motor. Apesar disso, os pesquisadores concluíram que o modelo poderia ser empregado de maneira satisfatória para investigar o funcionamento do motor em diferentes condições operacionais e com diversas composições químicas de gás natural. Nesse sentido, os autores buscaram avaliar o desempenho do motor frente à utilização de cinco tipos distintos de gás natural, cujas

principais características podem ser vistas na Tabela 2. Os autores determinaram o ponto de ignição, a razão de equivalência combustível-ar e a velocidade de rotação do motor ótimas para cada um dos combustíveis. Tempos de ignição com 30°, 25°, 20°, 15° e 10° de avanço em relação ao PMS foram testados. Testou-se, também, razões de equivalência combustível-ar de 0,8, 0,9 e 1,0 e velocidades de rotação de 900, 1300, 1700 e 2100 rpm.

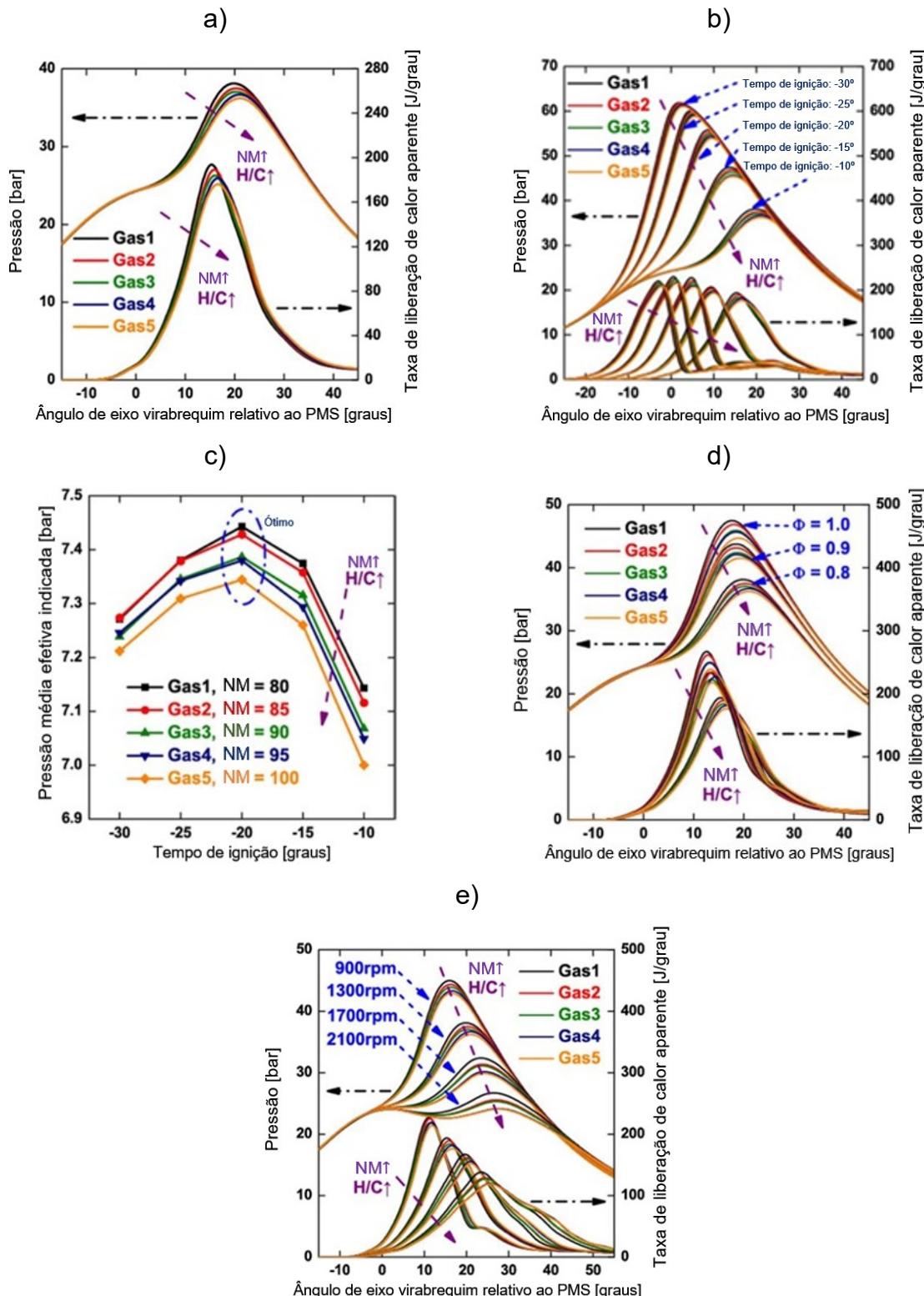
Tabela 2 - Tipos de gás natural empregados e suas principais características

<b>Principais características/ Gás natural</b>	<b>Gás 1</b>	<b>Gás 2</b>	<b>Gás 3</b>	<b>Gás 4</b>	<b>Gás 5</b>
Número de metano (NM)	80	85	90	95	100
Razão H/C	3,76	3,81	3,85	3,90	3,94

Fonte: Adaptado de Liu e Dumitrescu (2018).

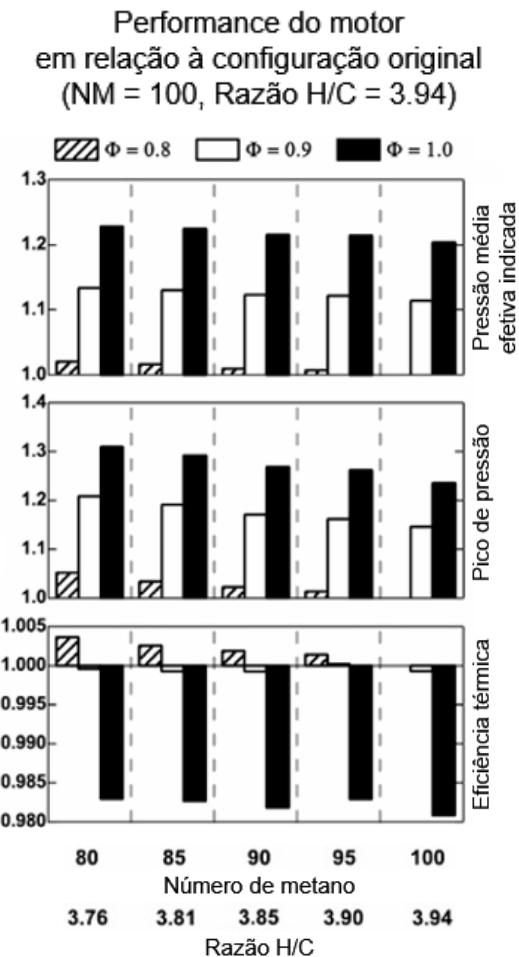
Inicialmente, Liu e Dumitrescu (2018) procuraram avaliar o desempenho e os parâmetros operacionais do motor ao ser alimentado com cada um dos gases da Tabela 2 mantendo a rotação do motor em 1300 rpm, ponto de ignição 10° adiantados em relação ao PMS e razão de equivalência combustível-ar igual a 0,8. Os resultados obtidos podem ser vistos na Figura 17(a). Os autores concluíram, então, que o uso de um gás natural com número de metano (NM) e razão H/C, razão entre o número de átomos de hidrogênio e carbono do combustível, menores resulta em valores de pico de pressão no interior do cilindro do motor e taxa de liberação de calor maiores. Posteriormente foi observado que, conforme indicado pela Figura 17(b), atrasar o ponto de ignição promove aumento nos valores de pico de pressão e taxa de calor liberado. A Figura 17(c) permite concluir que, para todos os gases testados, o ponto ótimo de ignição se dá com 20° de avanço em relação ao PMS e que, nesse ponto de ignição, o melhor desempenho é obtido ao se fazer uso de gases com menor número de metano. Além disso, aumentar a razão de equivalência combustível-ar resulta em valores de pico de pressão e taxa de calor químico liberado maiores, de acordo com a Figura 17(d). A redução da razão de equivalência combustível-ar, no entanto, promove ganho de eficiência térmica, conforme indicado pela Figura 18. O efeito promovido pelo aumento da velocidade de rotação do motor é o de diminuir tanto o valor de pico de pressão no interior do cilindro quanto o valor de pico de taxa de calor químico liberado, conforme indicado pela Figura 17(e).

Figura 17 - Principais resultados obtidos por Liu e Dumitrescu (2018): a) efeitos promovidos pela composição do gás natural, b) efeitos promovidos pelo ponto de ignição, c) pontos de ignição ótimos, d) efeitos promovidos pela razão de equivalência combustível-ar, e) efeitos promovidos pela velocidade de rotação do motor



Fonte: Adaptado de Liu e Dumitrescu (2018).

Figura 18 - Performance do motor em relação à condição original

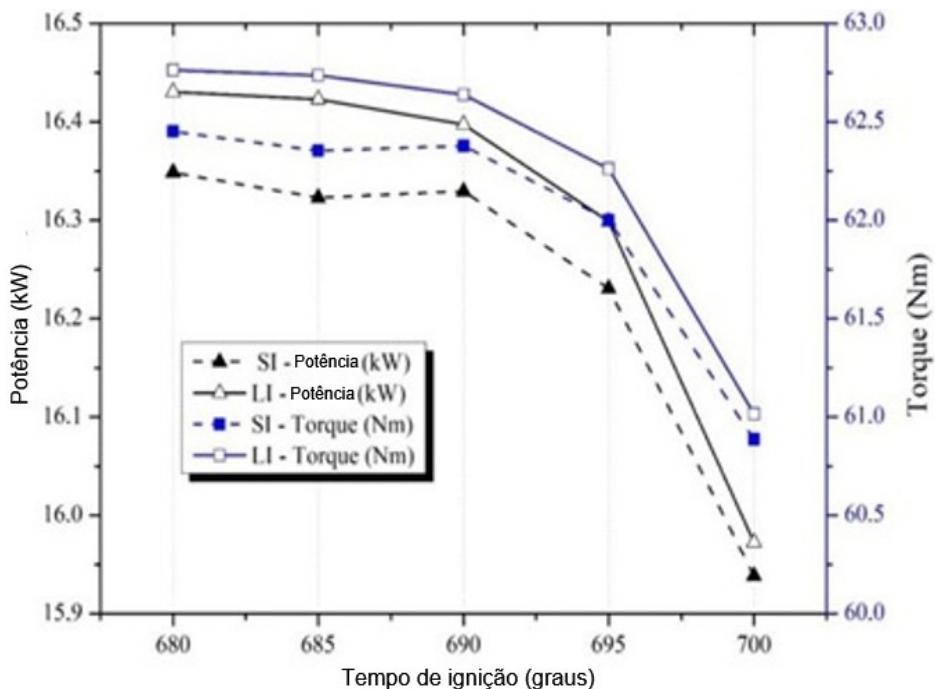


Fonte: Adaptado de Liu e Dumitrescu (2018).

Arslan *et al.* (2025) realizaram simulações multidimensionais de um motor com ignição a laser, utilizando o *software Ansys Fluent®*, com o objetivo de determinar o ponto de ignição ótimo. Além disso, os autores buscaram comparar o desempenho do motor, por meio da análise de diversos parâmetros operacionais, ao se utilizar sistemas de ignição a laser (LI, do inglês *Laser Ignition*) e por centelha (SI, do inglês *Spark Ignition*). O motor considerado nas simulações apresentava as seguintes características principais: ciclo mecânico de quatro tempos, velocidade de rotação de 2500 rpm, diâmetro do cilindro de 84 mm, curso do pistão de 100,4 mm, volume deslocado de 556,4 cm<sup>3</sup> e razão de compressão de 7,88. O combustível utilizado foi gasolina. Com o PMS ocorrendo em 720° de ângulo de eixo virabrequim, os pesquisadores testaram pontos de ignição em 680°, 685°, 690°, 695° e 700°, ou seja, com 40°, 35°, 30°, 25° e 20° adiantados em relação ao PMS. Conforme indicado pela Figura 19, valores mais altos de potência e torque foram obtidos ao se fazer uso do

sistema de ignição a laser para todos os pontos de ignição testados pelos autores. O ponto de ignição ótimo, para ambos os sistemas de ignição, se deu com 40º de avanço em relação ao PMS. Nesse ponto de ignição, a potência e torque obtidos com o sistema de ignição a laser foram de 16,43 kW e 62,76 Nm, respectivamente. O sistema de ignição por centelha resultou, no mesmo ponto de ignição, numa potência de 16,35 kW e num torque de 62,45 Nm.

Figura 19 - Variação da potência e torque do motor com o tempo de ignição

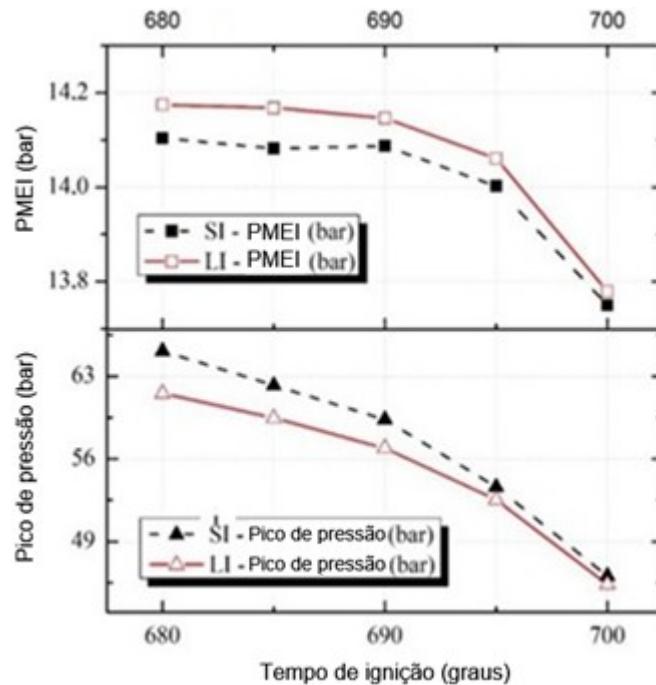


Fonte: Adaptado de Arslan *et al.* (2025).

Arslan *et al.* (2025) demonstraram, também, que o sistema de ignição a laser, independentemente do ponto de ignição adotado, resulta num menor valor pico de pressão no interior do cilindro e numa maior pressão média efetiva indicada (PMEI). Conforme indicado pela Figura 20, ao se fazer uso do sistema de ignição a laser, e no ponto ótimo de ignição, a pressão média efetiva obtida é de 14,17 bar e o valor de pico de pressão no interior do cilindro é de 61,56 bar. Já para o sistema de ignição por centelha, a pressão média efetiva e o valor de pico de pressão, no ponto de ignição ótimo, são de 14 e 65,14 bar, respectivamente. Além disso, os autores mostraram que, para pontos de ignição mais avançados, o uso do sistema de ignição a laser reduz o tempo de duração da combustão, conforme indicado pela Figura 21. As principais conclusões dos autores foram de que o uso do sistema de ignição a laser melhora o

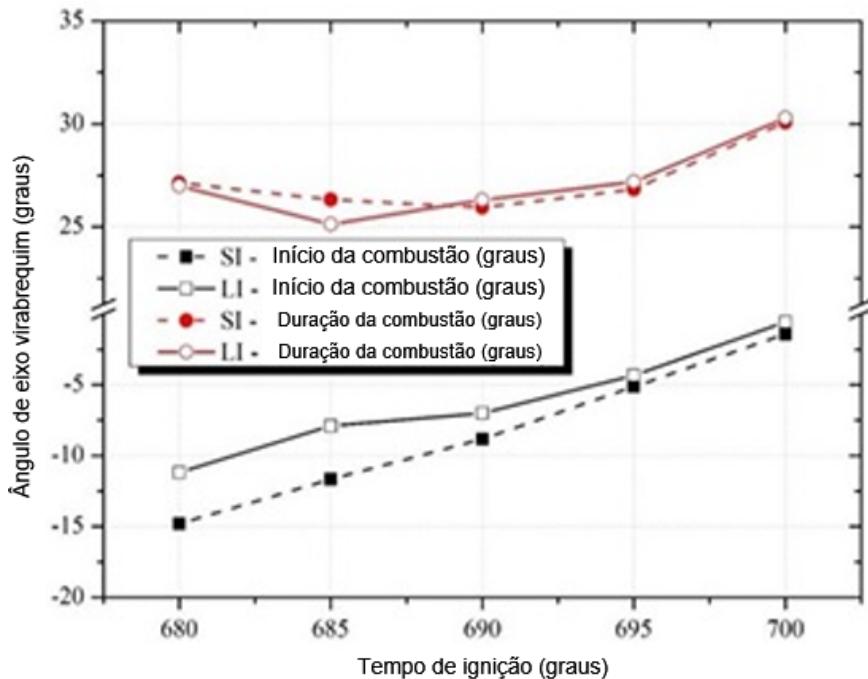
desempenho do motor e reduz a possibilidade de detonação, por promover valores de pico de pressão no interior do cilindro menores e por acelerar a combustão de mistura ar-combustível, para pontos de ignição avançados.

Figura 20 - Variação da pressão média efetiva indicada e do pico de pressão no interior do cilindro com o tempo de ignição



Fonte: Adaptado de Arslan *et al.* (2025).

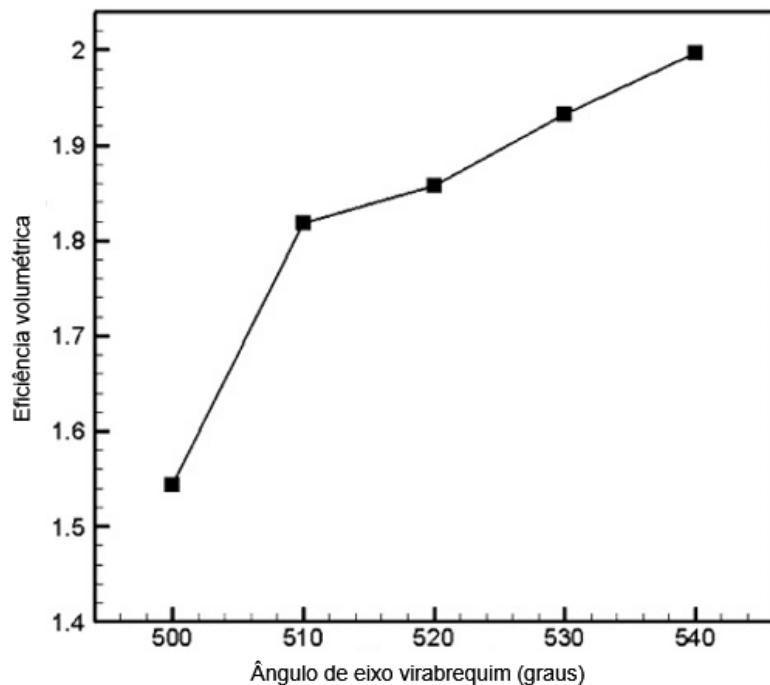
Figura 21 - Variação do início e tempo de combustão com o ponto de ignição



Fonte: Adaptado de Arslan *et al.* (2025).

Tavakoli *et al.* (2016) realizaram um estudo com o objetivo de determinar a influência do perfil de deslocamento das válvulas de admissão sobre os parâmetros operacionais de um motor de ignição por compressão modificado para trabalhar como um motor de ignição por centelha alimentado por gás natural. As principais especificações técnicas do motor eram: ciclo mecânico de quatro tempos, diâmetro do cilindro de 150 mm, curso do pistão de 180 mm, volume deslocado de 38 L, razão de compressão igual a 15 e velocidade de rotação de 1500 rpm. Os autores testaram cinco perfis de deslocamento de válvulas distintos. Em todos os perfis testados, a abertura das válvulas de admissão se dá 30° adiantados em relação ao PMS. Com o PMI ocorrendo num ângulo de eixo virabrequim de 540°, os autores promoveram o fechamento completo das válvulas de admissão nos ângulos de eixo virabrequim de 500°, 510°, 520°, 530° e 540°, ou seja, com 40°, 30°, 20° e 10° de avanço em relação ao PMI e, também, para quando o pistão se encontrava exatamente sobre o PMI. Para todos os casos testados, a ignição da mistura ar-combustível se deu com 15° de avanço em relação ao PMS. Os autores concluíram que o fechamento precoce das válvulas de admissão promove redução na eficiência volumétrica do motor, conforme indicado pela Figura 22.

Figura 22 - Variação da eficiência volumétrica com o ângulo de fechamento das válvulas de admissão



Fonte: Adaptado Tavakoli *et al.* (2016).

Um resumo com os principais resultados obtidos por Tavakoli *et al.* (2016) pode ser visto na Tabela 3. Ao final do trabalho, os autores concluíram que o ângulo ótimo de fechamento das válvulas de admissão se dá com um avanço de 40° em relação ao PMS.

Tabela 3 - Principais resultados obtidos por Tavakoli *et al.* (2016)

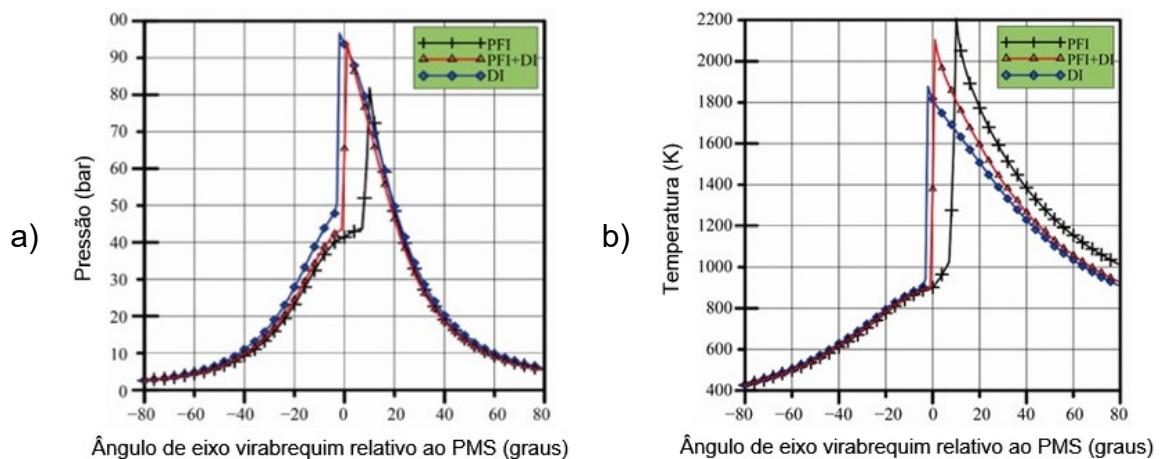
Ângulo de fechamento das válvulas de admissão	Potência (kW)	Pressão máxima (bar)	Pressão média efetiva (bar)
540°	810	132	16,92
530°	813	130	16,99
520°	812	128	16,96
510°	815,2	127	17,03
500°	815,8	122	17,04

Fonte: Adaptado de Tavakoli *et al.* (2016).

Elkelawy e Bastawissi (2013) realizaram um estudo numérico, onde simulações multidimensionais foram empregadas, com o objetivo de determinar o melhor modo

de injeção de hidrogênio num motor de ignição por centelha. Os autores testaram três modos de injeção distintos: injeção no coletor de admissão (PFI, do inglês *Port Fuel Injection*), injeção direta (DI, do inglês *Direct Injection*) e um modo combinado de injeção no coletor de admissão e injeção direta (PFI+DI). O motor estudado pelos autores apresentava as seguintes características principais: diâmetro do cilindro de 76 mm, curso do pistão de 88 mm, volume deslocado de 415 cm<sup>3</sup> e uma razão de compressão igual a 14. Inicialmente, os autores fixaram a razão de equivalência ar-combustível em 0,52 e a velocidade de rotação do motor em 1500 rpm. Nessas condições, eles simularam os três modos de injeção de hidrogênio. Nos casos com injeção direta de hidrogênio, o bico injetor permaneceu aberto ao longo de 65° de ângulo de eixo de virabrequim e se fechou 40° adiantados em relação ao PMS. Ao simular o modo de injeção combinado, 15% da quantidade total de hidrogênio foi injetada de maneira direta enquanto o restante, de 85%, foi injetada no coletor de admissão. Em todos os casos, a ignição se deu com 6° de avanço em relação ao PMS. Os autores concluíram que o uso de injeção direta conduz a valores de pico de pressão no interior do cilindro maiores do que ao se fazer uso apenas de injeção no coletor de admissão, conforme indicado pela Figura 23(a). Maiores valores de pico de temperatura, entretanto, estão associados ao uso de injeção de combustível no coletor de admissão, conforme mostrado na Figura 23(b).

Figura 23 - Pressão (a) e temperatura (b) no interior do cilindro para três modos de injeção de hidrogênio distintos

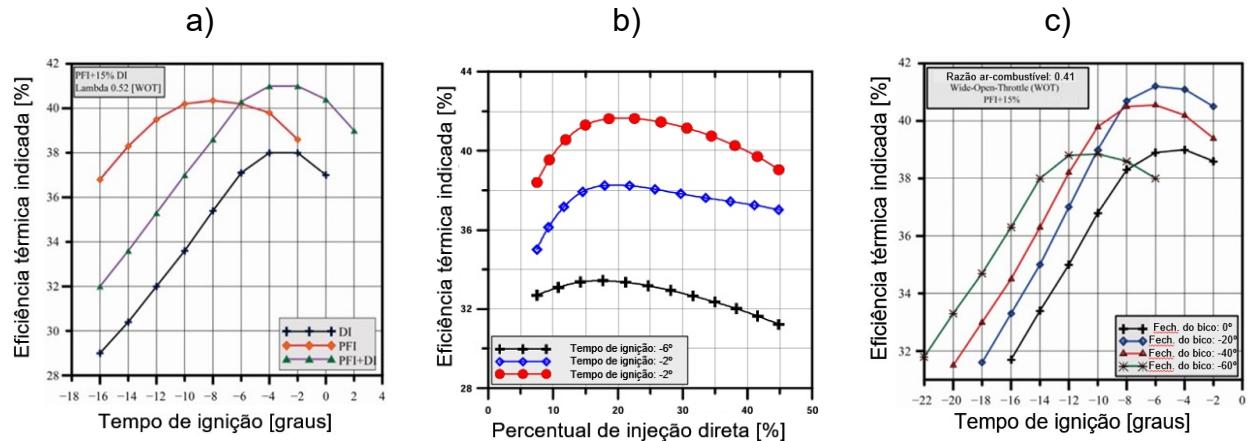


Fonte: Adaptado de Elkelawy e Bastawissi (2013).

Posteriormente, Elkelawy e Bastawissi (2013) procuraram investigar a influência do tempo de ignição sobre a eficiência térmica do motor para os três modos de injeção de hidrogênio. Nesse sentido, o tempo de ignição foi variado enquanto as demais condições, das simulações anteriores, foram mantidas as mesmas. Conforme pode ser visto na Figura 24(a), os autores concluíram que um leve adiantamento no ponto de ignição em relação ao PMS, ao se fazer uso de injeção direta de combustível, promove aumento da eficiência térmica. Por outro lado, ao se utilizar injeção no coletor de admissão, o ganho de eficiência térmica está associado a pontos de ignição mais adiantados em relação ao PMS. Simulações com o objetivo de verificar o efeito do percentual de hidrogênio injetado diretamente sobre a eficiência térmica do motor também foram realizadas para pontos de ignição distintos: com 2º e 6º de avanço em relação ao PMS, e, também, com 2º de atraso em relação ao PMS. Nessas simulações, uma razão de equivalência ar-combustível igual a 0,6 foi utilizada, as demais condições se mantiveram as mesmas das simulações precedentes. Os autores chegaram à conclusão de que uma maior eficiência térmica é atingida ao se fazer uso de um percentual de injeção direta de hidrogênio entre 15% e 20%, conforme indicado pela Figura 24(b).

Além disso, o efeito do ângulo de fechamento do bico injetor (AFBI), para diferentes tempos de ignição, sobre a eficiência térmica do motor ao se fazer uso do modo de injeção híbrido também foi objeto de estudo de Elkelawy e Bastawissi (2013). Mantendo uma razão de equivalência ar-combustível de 0,52, uma velocidade de rotação do motor de 1500 rpm, um tempo total de injeção de 65º de ângulo de eixo virabrequim e com 15% da quantidade total de hidrogênio injetada diretamente, os autores concluíram que os maiores valores de eficiência térmica estão associados a um ângulo de fechamento do bico injetor 20º adiantados em relação ao PMS e um ponto de ignição adiantado em 6º em relação ao PMS, conforme indicado na Figura 24(c).

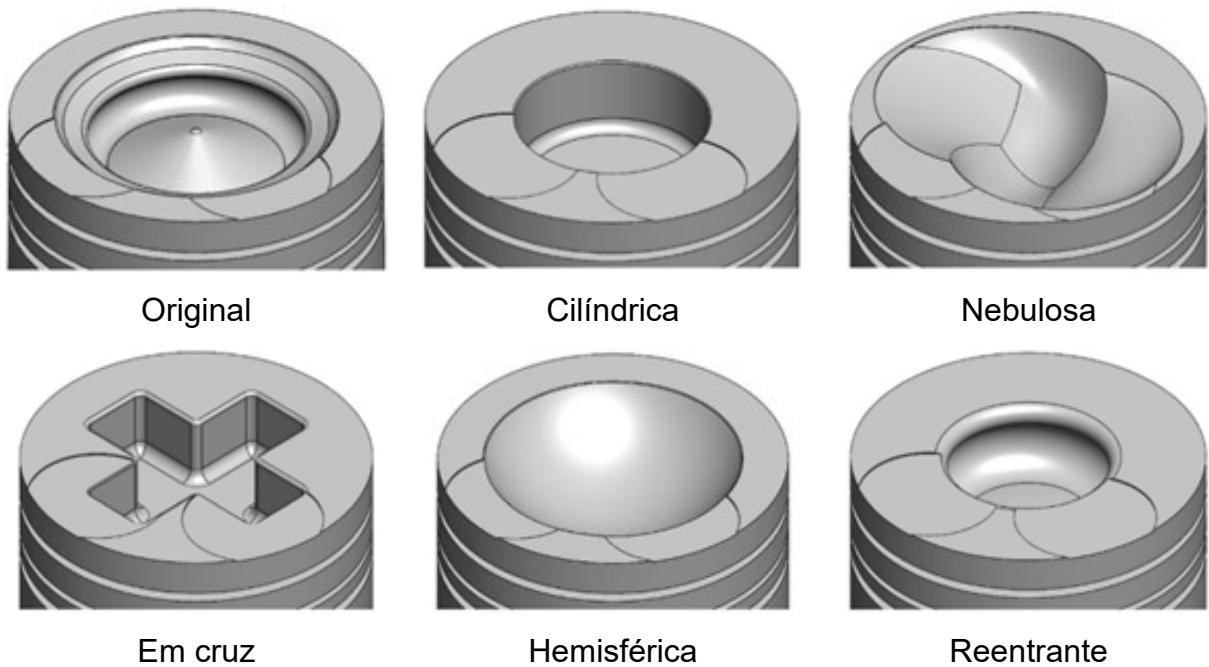
Figura 24 - Variação da eficiência térmica com: a) o tempo de ignição e o modo de injeção de hidrogênio, b) o percentual de hidrogênio injetado diretamente e o ponto de ignição, e c) o tempo de ignição e o ângulo de fechamento do bico injetor



Fonte: Adaptado de Elkelawy e Bastawissi (2013).

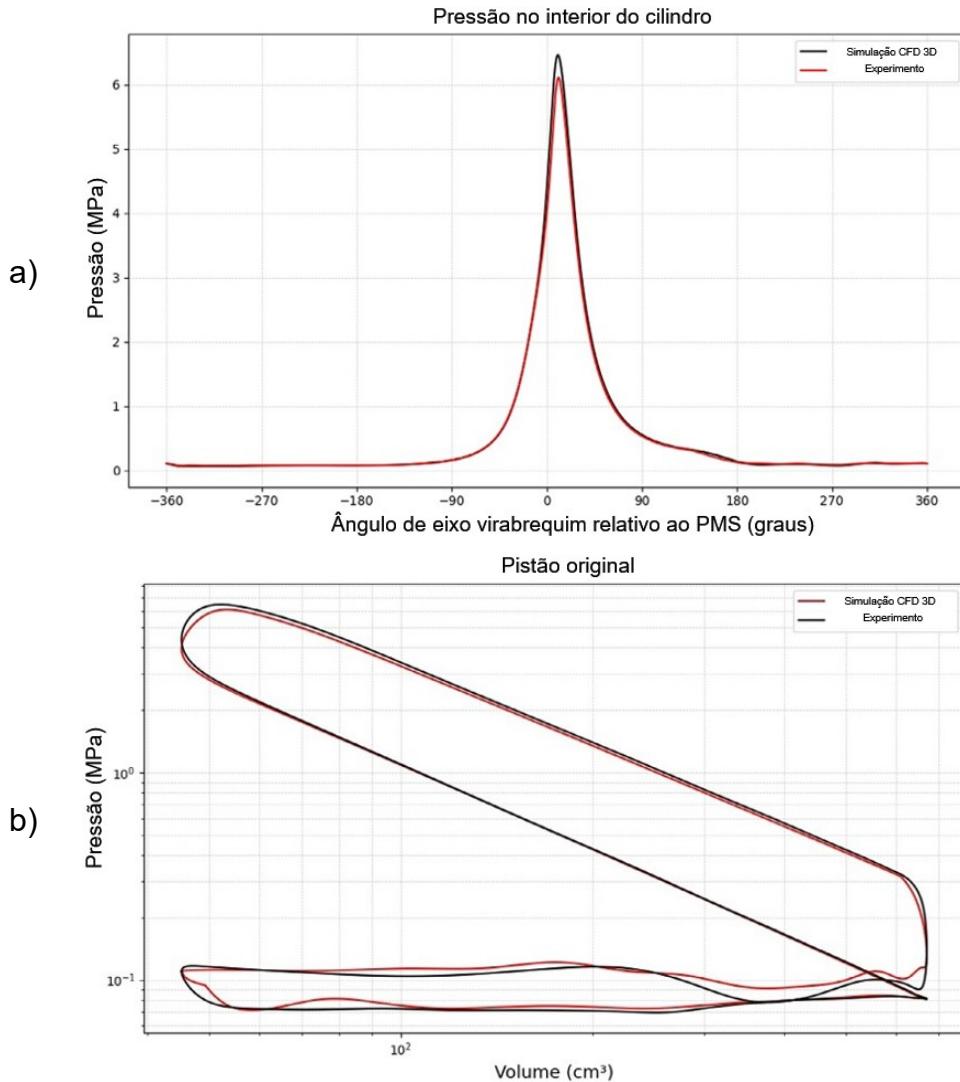
Krieger Filho *et al.* (2025) realizaram um estudo com o objetivo de otimizar a câmara de combustão de um motor originalmente de ignição por compressão, do modelo *Hyundai HR*, convertido para operar com modo de ignição por centelha e gás natural como combustível. Após as modificações, o motor passou a apresentar as seguintes características: volume deslocado de 625 cm<sup>3</sup>, diâmetro do cilindro de 91 mm e curso do pistão de 96,1 mm. O objetivo principal do estudo conduzido pelos autores consistia em projetar um pistão com geometria otimizada. Para isso, simulações multidimensionais foram empregadas a fim de compreender o comportamento do escoamento dos fluidos de trabalho e da combustão da mistura ar-combustível ao se utilizar pistões com diferentes geometrias. No total, seis geometrias, que podem ser vistas na Figura 25, foram testadas pelos autores. Além da cabeça do pistão original, os autores testaram geometrias do tipo: cilíndrica, nebulosa, em cruz, hemisférica e reentrante. O modelo computacional foi validado por meio de testes experimentais e simulações utilizando a geometria original do pistão. A Figura 26 estabelece uma comparação entre os dados colhidos experimentalmente e os resultados obtidos via simulações pelos autores.

Figura 25 - Tipos de geometrias de cabeça de pistão



Fonte: Adaptado de Krieger Filho *et al.* (2025).

Figura 26 - Comparação entre dados colhidos experimentalmente e resultados obtidos via simulação: a) pressão no interior do cilindro e b) diagramas p-v



Fonte: Adaptado de Krieger Filho *et al.* (2025).

Os principais resultados obtidos por Krieger *et al.* (2025) podem ser vistos na Tabela 4. Os autores concluíram que, apesar das mudanças promovidas na geometria da cabeça do pistão, os valores de pressão média efetiva se mantiveram bastante próximos. O índice CA10-90, que corresponde à variação de ângulo de eixo virabrequim decorrida ao longo da queima de 10% até 90% do combustível disponível na câmara de combustão, é menor ao se fazer uso das geometrias do tipo cilíndrica e reentrante. Isso indica que a combustão acontece mais rapidamente ao se fazer uso dessas geometrias, o que, segundo os autores, é desejável e está associado a maiores eficiências térmicas. Além disso, os valores do termo fonte CFM, associado ao modelo empregado pelos autores, é maior ao se fazer uso dessas duas geometrias.

Esse termo fonte indica os níveis de turbulência no interior da câmara de combustão após a liberação da centelha. Dessa forma, maiores valores do termo fonte CFM estão associados a um desenvolvimento da chama no interior da câmara de combustão mais rápido e homogêneo. Ao final do trabalho, Krieger Filho *et al.* (2025) concluíram que a geometria do tipo reentrante é a mais promissora para aumentar a eficiência térmica do motor em diferentes modos e condições operacionais.

Tabela 4 - Principais resultados obtidos por Krieger Filho *et al.* (2025)

Geometria/ Parâmetro	Pressão média efetiva (bar)	Índice CA10-90 (graus)	Termo fonte CFM (kg/m <sup>3</sup> )
Original	7,50	19,15	287
Cilíndrica	7,99	11,13	471
Nebulosa	8,08	12,39	368
Em cruz	8,02	11,81	411
Hemisférica	8,05	12,46	381
Reentrante	8	11,52	454

Fonte: Adaptado de Krieger Filho *et al.* (2025).

## 2.4 ANSYS FORTE®

Esta seção se destina a expor o modelo matemático utilizado ao longo deste trabalho. É importante ressaltar, no entanto, que apenas os aspectos considerados mais essenciais foram abordados e discutidos. Minúcias acerca dos temas tratados nesta seção podem ser encontradas no manual teórico do *Ansys Forte®* (2022), que serviu de subsídio para o desenvolvimento desta seção.

### 2.4.1 Visão geral sobre o *Ansys Forte®*

O pacote *Ansys Forte®* foi desenvolvido para aplicações envolvendo o projeto de motores de combustão interna. O *Ansys Forte®* aproveita representações teóricas bem estabelecidas de escoamentos tridimensionais de fluidos, dinâmica de sprays e combustão, e é baseado em modelos e submodelos que foram amplamente validados

em relação a dados experimentais para uma grande variedade de condições e ao longo de muitos anos (ANSYS INC., 2022).

#### 2.4.2 Equações de balanço

Tratando-se de motores de combustão interna, a mistura ar-combustível, antes da combustão, e os gases queimados, após a combustão, são os fluidos de trabalho. Os escoamentos, nesse contexto, são turbulentos, reativos e, sob determinadas circunstâncias, multifásicos. A representação de escoamentos dessa natureza é realizada, no *Anssys Forte®*, por meio das equações de Navier-Stokes e modelos adicionais, como, por exemplo, a equação de estado para gases ideais, a lei de Fick, para difusão de massa, e a lei de Fourier, para difusão de calor.

O *Anssys Forte®* oferece duas abordagens de modelagem da turbulência. A primeira opção corresponde à abordagem *Reynolds-Averaged-Navier-Stokes* (RANS), que tem como objetivo capturar o campo de escoamento médio. A abordagem RANS elimina a necessidade de resolver as estruturas turbinhonianas e flutuações de pequena escala enquanto preserva os principais efeitos da turbulência no escoamento médio e na combustão.

Para isso, a média de Favre é empregada para representar uma quantidade instantânea, como, o vetor velocidade do escoamento,  $\mathbf{u}$ , em uma média de conjunto,  $\tilde{\mathbf{u}}$ , e uma parte flutuante,  $\mathbf{u}''$ , de modo que  $\mathbf{u} = \tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{u}''$ . Nesta abordagem,  $\tilde{\mathbf{u}}$  é definido como uma média ponderada pela densidade de modo que  $\tilde{\mathbf{u}} = \bar{\rho}\bar{\mathbf{u}}/\bar{\rho}$ , enquanto  $\mathbf{u}''$  é definido para satisfazer  $\bar{\rho}\bar{\mathbf{u}}'' = 0$ , onde a barra superior representa um operador de média.

A segunda opção de modelagem da turbulência é a abordagem *Large-Eddy Simulation* (LES). Detalhes referentes a essa abordagem estão disponíveis no manual teórico do *Anssys Forte®* (2022).

##### 2.4.2.1 Equação de balanço de espécies químicas

Os fluidos de trabalho na fase gasosa num motor de combustão são modelados como uma mistura de componentes gasosos individuais. A composição da mistura em questão se altera durante o ciclo do motor devido à convecção, difusão molecular, turbulência, interações com sprays de combustível e, principalmente, combustão. O

balanço de massa de cada espécie química é dado pela Eq. (2.14), onde  $\rho$  é a densidade, o subscrito  $k$  é o índice que representa uma determinada espécie química,  $K$  é o número total de espécies químicas,  $\mathbf{u}$  é o vetor da velocidade do escoamento, e  $y_k = \frac{\rho_k}{\rho}$  é a fração mássica da espécie química  $k$ . A aplicação da Lei de Fick resulta em um coeficiente de difusão molecular, para a mistura,  $D$ . O termo  $\boldsymbol{\phi}$  leva em consideração os efeitos da média de conjunto ou do filtro do termo de convecção, de modo que  $\boldsymbol{\phi} = \bar{\rho}_k \tilde{\mathbf{u}} - \bar{\rho}_k \mathbf{u}$ .  $\dot{\bar{\rho}}_k^c$  e  $\dot{\bar{\rho}}_k^s$  são termos fontes referentes às reações químicas e à evaporação do *spray*, respectivamente.

$$\frac{\partial \bar{\rho}_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}_k \tilde{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot [\bar{\rho} D \nabla \bar{y}_k] + \nabla \cdot \boldsymbol{\phi} + \dot{\bar{\rho}}_k^c + \dot{\bar{\rho}}_k^s \quad (k = 1, \dots, K) \quad (2.14)$$

#### 2.4.2.2 Equação da continuidade ou de balanço de massa

A soma da Eq. (2.14) sobre todas as espécies químicas fornece o balanço de massa, para o fluido em fase gasosa, dado pela Eq. (2.15).

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}) = \dot{\bar{\rho}}^s \quad (2.15)$$

#### 2.4.2.3 Equação de balanço de quantidade de movimento linear ou *momentum*

O balanço de quantidade de movimento linear, ou *momentum*, para o fluido, dado pela Eq. (2.16), considera os efeitos da convecção, gradiente de pressão, tensões viscosas, turbulência, *sprays* líquidos e forças de corpo. Na Eq. (2.16),  $p$  é a pressão,  $\mathbf{F}^s$  é a taxa de ganho de quantidade de movimento linear por unidade de volume devido ao *spray*,  $\mathbf{g}$  é a aceleração gravitacional,  $\bar{\boldsymbol{\sigma}}$  é o tensor associado às tensões de cisalhamento viscosas, e  $\boldsymbol{\Gamma}$  é a tensão de Reynolds.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\mathbf{u}}) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\boldsymbol{\sigma}} - \nabla \cdot \boldsymbol{\Gamma} + \bar{\mathbf{F}}^s + \bar{\rho} \bar{\mathbf{g}} \quad (2.16)$$

O tensor associado às tensões de cisalhamento viscosas,  $\bar{\sigma}$ , é dado pela Eq. (2.17), onde  $\nu$  é a viscosidade cinemática laminar,  $\mathbf{I}$  é o tensor identidade, e o sobrescrito  $T$  significa a transposta de um tensor.

$$\bar{\sigma} = \bar{\rho}\nu[\nabla\tilde{\mathbf{u}} + (\nabla\tilde{\mathbf{u}})^T - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}})\mathbf{I}] \quad (2.17)$$

A tensão de Reynolds,  $\boldsymbol{\Gamma}$ , por sua vez, é dada pela Eq. (2.18). É necessário um modelo de turbulência para fornecer o fechamento de  $\boldsymbol{\Gamma}$ .

$$\boldsymbol{\Gamma} = \bar{\rho}(\tilde{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{u}} - \tilde{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{u}}) \quad (2.18)$$

#### 2.4.2.4 Equação de balanço de energia

Com base na primeira lei da termodinâmica, a mudança da energia interna deve ser balanceada pelo trabalho de pressão e pela transferência de calor. Em aplicações envolvendo motores de combustão interna, os efeitos provenientes da convecção, turbulência, dissipação turbulenta, *sprays*, reações químicas e difusão também devem ser considerados. Portanto, o balanço de energia interna é dado pela Eq. (2.19), onde  $\mathbf{I}$  é a energia interna específica e  $\mathbf{J}$  é o vetor de fluxo de calor, que considera as contribuições devido à condução de calor e à difusão de entalpia. Além disso,  $\dot{Q}_c$  e  $\dot{Q}_s$  são termos fontes devido à liberação de calor químico e interações com *sprays*, respectivamente. O termo  $\mathbf{H}$  representa os efeitos da média de conjunto, de modo que  $\mathbf{H} = \bar{\rho}(\tilde{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{I}} - \tilde{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{I}})$ .  $\dot{\bar{Q}}_{rad}$  representa a perda por radiação e  $\varepsilon$  corresponde à taxa de dissipação da energia cinética turbulenta.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}\tilde{\mathbf{I}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{\mathbf{u}}\tilde{\mathbf{I}}) &= -\bar{\rho}\nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} - \nabla \cdot \bar{\mathbf{J}} - \nabla \cdot \mathbf{H} + \\ &\bar{\rho}\varepsilon + \dot{\bar{Q}}^c + \dot{\bar{Q}}^s - \dot{\bar{Q}}_{rad} \end{aligned} \quad (2.19)$$

O vetor de fluxo de calor,  $\mathbf{J}$ , é dado pela Eq. (2.20), onde  $\lambda$  é a condutividade térmica, que está relacionada à difusividade térmica,  $\alpha$ , e ao calor específico,  $c_p$ , de modo que  $\lambda = \bar{\rho}c_p\alpha$ .  $T$  é a temperatura do fluido,  $h_k$  é a entalpia específica da espécie química  $k$ .

$$\bar{J} = -\lambda \nabla \bar{T} - \bar{\rho} D \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k \quad (2.20)$$

#### 2.4.2.5 Equação de estado para mistura gasosa

A equação de estado estabelece uma relação entre a pressão, a temperatura e a densidade para uma mistura na fase gasosa e fornece relações para a energia interna. O *Anssys Forte®* suporta duas equações de estado, a lei dos gases ideais e o modelo de gás real. Detalhes referentes ao modelo de gás real podem ser encontrados no manual teórico do *Anssys Forte®* (2022).

A lei dos gases ideais é a equação de estado mais simples e amplamente utilizada em aplicações envolvendo motores de combustão interna. Para aplicá-la, assume-se que a mistura dos componentes gasosos obedece ao modelo de Dalton, ou seja, cada componente se comporta como um gás ideal, como se estivesse sozinho, à temperatura e ao volume da mistura. A lei dos gases ideais é, então, dada pela Eq. (2.21), onde  $R_u$  é a constante universal dos gases e  $W_k$  é o peso molecular da espécie química  $k$ .

$$\bar{p} = R_u \bar{T} \sum_k \left( \frac{\bar{\rho}_k}{W_k} \right) \quad (2.21)$$

A energia interna de um gás ideal depende apenas de sua temperatura, por causa disso, a energia interna específica da mistura gasosa,  $\tilde{I}$ , é determinada por meio de uma média ponderada pelas frações mássicas da energia interna específica dos componentes individuais,  $\tilde{I}_k$ , que é tabelada em função da temperatura. Dessa forma,  $\tilde{I}$ , é dada pela Eq. (2.22).

$$\tilde{I}(\bar{T}) = \sum_k \bar{y}_k \tilde{I}_k(\bar{T}) \quad (2.22)$$

#### 2.4.3 Abordagem *Reynolds-Averaged-Navier-Stokes* (RANS) para turbulência

Conforme mencionado anteriormente, a abordagem RANS tem como objetivo simular o campo de escoamento médio. A abordagem mais amplamente utilizada

corresponde a modelar os processos de transporte turbulentos com suposições de difusão por gradiente. Para a equação de *momentum*, considera-se que as parcelas flutuantes da tensão de Reynolds são proporcionais à taxa de deformação cisalhante média. Assim, o tensor de tensão de Reynolds,  $\boldsymbol{\Gamma}$ , é definido pela Eq. (2.23), onde  $\nu_T$  é a viscosidade cinemática turbulenta, e  $\tilde{k}$  é a energia cinética turbulenta.  $\tilde{k}$  é dada pela Eq. (2.24).

$$\boldsymbol{\Gamma} = -\bar{\rho}\nu_T \left[ \nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})^T - \frac{2}{3}(\nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}})\mathbf{I} \right] + \frac{2}{3}\bar{\rho}\tilde{k}\mathbf{I} \quad (2.23)$$

$$\tilde{k} = \frac{1}{2}\tilde{\mathbf{u}}^T \cdot \tilde{\mathbf{u}} \quad (2.24)$$

A viscosidade turbulenta,  $\nu_T$ , está relacionada à energia cinética turbulenta,  $\tilde{k}$ , e sua taxa de dissipação,  $\tilde{\varepsilon}$ , por meio da Eq. (2.25), onde  $C_\mu$  é uma constante do modelo, cujo valor é apresentado na Tabela 5.

$$\nu_T = C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}} \quad (2.25)$$

O termo de fluxo turbulento,  $\boldsymbol{\phi}$ , na Eq. (2.14), é calculado por meio da Eq. (2.26), onde  $D_T$  é a difusividade turbulenta.

$$\boldsymbol{\phi} = \bar{\rho}D_T \nabla \bar{y}_k \quad (2.26)$$

De maneira semelhante, o termo de fluxo turbulento,  $\mathbf{H}$ , na Eq. (2.19) é dado pela Eq. (2.27), onde  $\lambda_T$  é a condutividade térmica turbulenta que está relacionada à difusividade térmica turbulenta,  $\alpha_T$ , e ao calor específico,  $c_p$ , de modo que  $\lambda_T = \bar{\rho}c_p\alpha_T$ .

$$\mathbf{H} = -\lambda_T \nabla \bar{T} - \bar{\rho}D_T \sum_k \tilde{h}_k \nabla \bar{y}_k \quad (2.27)$$

A difusividade turbulenta de massa,  $D_T$ , e térmica,  $\alpha_T$ , estão relacionadas à viscosidade turbulenta por meio das Eqs. (2.28) e (2.29), respectivamente. Nas

Eqs. (2.28) e (2.29),  $Sc_T$  e  $Pr_T$  são os números de Schmidt e de Prandtl turbulentos, respectivamente.

$$D_T = \frac{\nu_T}{Sc_T} \quad (2.28)$$

$$\alpha_T = \frac{\nu_T}{Pr_T} \quad (2.29)$$

O cálculo da viscosidade turbulenta,  $\nu_T$ , requer que a energia cinética turbulenta,  $\tilde{k}$ , e sua taxa de dissipação,  $\tilde{\varepsilon}$ , sejam modeladas. No *Anssys Forte®*, estão disponíveis as formulações do modelo  $k - \varepsilon$  padrão e a avançada, baseada na teoria de grupo de renormalização. Na versão padrão,  $k$  e  $\varepsilon$  são dadas pelas Eqs. (2.30) e (2.31), respectivamente.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{k}) = -\frac{2}{3} \bar{p} \tilde{k} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} + (\bar{\boldsymbol{\sigma}} - \bar{\boldsymbol{\Gamma}}) : \nabla \tilde{\mathbf{u}} + \nabla \left[ \frac{\mu + \mu_T}{Pr_k} \nabla \tilde{k} \right] - \bar{p} \tilde{\varepsilon} + \dot{\bar{W}}^s \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\varepsilon}) = & -\left(\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3}\right) \bar{p} \tilde{\varepsilon} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} + \nabla \left[ \frac{\nu + \nu_T}{Pr_\varepsilon} \nabla \tilde{\varepsilon} \right] + \\ & \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} (C_{\varepsilon 1} (\bar{\boldsymbol{\sigma}} - \bar{\boldsymbol{\Gamma}}) : \nabla \tilde{\mathbf{u}} - C_{\varepsilon 2} \bar{p} \tilde{\varepsilon} + c_s \dot{\bar{W}}^s) \end{aligned} \quad (2.31)$$

Nas Eqs. (2.30) e (2.31),  $Pr_k$ ,  $Pr_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ , e  $C_{\varepsilon 3}$  são constantes do modelo cujos valores são mostrados na Tabela 5. O termo fonte  $\dot{\bar{W}}^s$ , presente nas Eqs. (2.30) e (2.31), é calculado com base na função de distribuição de probabilidade de gotas (AMSDEN, 1997). Este termo corresponde ao oposto da taxa na qual as estruturas turbinhóreas realizam trabalho ao dispersarem as gotas de *spray*. Amsden (1997) sugeriu que  $c_s = 1,5$  com base na hipótese da conservação da escala de comprimento nas interações entre *spray* e turbulência.

A versão avançada do modelo  $k - \varepsilon$  é derivada da teoria de grupo de renormalização, do inglês, *Renormalization Group Theory* (RNG), e foi proposta, inicialmente, por Yakhot e Orszag (1997). A equação de  $k$  na versão RNG do modelo é idêntica à versão padrão, mas a equação de  $\varepsilon$  é baseada em uma derivação matemática e não numa derivação empírica.  $\varepsilon$ , na versão RNG, é, então, dada pela Eq. (2.32).

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{u}} \tilde{\varepsilon}) = - \left( \frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} \right) \bar{p} \tilde{\varepsilon} \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} + \nabla \left[ \frac{\nu + \nu_T}{Pr_{\varepsilon}} \nabla \tilde{\varepsilon} \right] + \\ \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \left[ C_{\varepsilon 1} (\boldsymbol{\sigma} - \boldsymbol{\Gamma}) : \nabla \tilde{\mathbf{u}} - C_{\varepsilon 2} \bar{p} \tilde{\varepsilon} + c_s \dot{W}^s \right] - \bar{p} R \end{aligned} \quad (2.32)$$

O termo  $R$ , na Eq. (2.32), é definido pela Eq. (2.33).

$$R = \frac{c_{\mu} \eta^3 \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \tilde{\varepsilon}^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\tilde{k}}{\tilde{k}} \quad (2.33)$$

Além disso, os termos  $\eta$  e  $S$ , na Eq. (2.33), são dados pelas Eqs. (2.34) e (2.35), respectivamente.

$$\eta = S \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \quad (2.34)$$

$$S = (2 \bar{\mathbf{S}} : \bar{\mathbf{S}})^{\frac{1}{2}} \quad (2.35)$$

Na Eq. (2.35),  $\bar{\mathbf{S}}$  é o tensor da taxa de deformação média, definido pela Eq. (2.36).

$$\bar{\mathbf{S}} = \frac{1}{2} (\nabla \tilde{\mathbf{u}} + (\nabla \tilde{\mathbf{u}})^T) \quad (2.36)$$

Os valores das constantes do modelo,  $Pr_k$ ,  $Pr_{\varepsilon}$ ,  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ , e  $C_{\varepsilon 3}$ , utilizados na versão RNG estão listados na Tabela 5. No *Ansys Forte*®, o valor da variável  $C_{\varepsilon 3}$ , na versão RNG, é baseado no trabalho de Han e Reitz (1995), que modificaram a constante para levar em consideração os efeitos associados à compressibilidade dos fluidos de trabalho.  $C_{\varepsilon 3}$  é, então, dada pela Eq. (2.37).

$$C_{\varepsilon 3} = - \frac{1 + 2C_{\varepsilon 2} - 3m(n-1) + (-1)^{\delta} \sqrt{6c_{\mu} c_{\eta} \eta}}{3} \quad (2.37)$$

Na Eq. (2.37),  $m = 0,5$  e  $n = 1,4$ , para um gás ideal. Além disso,  $C_{\eta}$  e  $\delta$  são dados pelas Eqs. (2.38) e (2.39), respectivamente.

$$C_\eta = \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta\eta^3} \quad (2.38)$$

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{se } \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} < 0; \\ 0, & \text{se } \nabla \cdot \tilde{\mathbf{u}} > 0. \end{cases} \quad (2.39)$$

Tabela 5 - Constantes associadas aos modelos de turbulência

Constante	$k - \varepsilon$ padrão	$k - \varepsilon$ RNG
$C_\mu$	0,09	0,0845
$C_{\varepsilon 1}$	1,44	1,42
$C_{\varepsilon 2}$	1,92	1,68
$C_{\varepsilon 3}$	1,0	Eq. (2.37)
$1/Pr_k$	1,0	1,39
$1/Pr_\varepsilon$	0,769	1,39
$\eta_0$	-	4,38
$\beta$	-	0,012

Fonte: Adaptado de *Ansys Inc.* (2022).

#### 2.4.4 Cinética química

Em simulações que envolvem combustão, as reações químicas podem ser descritas por mecanismos cinéticos químicos responsáveis por definir os caminhos das reações e suas taxas. Em mecanismos cinéticos químicos detalhados, as reações envolvendo  $K$  espécies químicas são representadas pela Eq. (2.40).

$$\sum_{k=1}^K \nu'_{ki} \chi_k \leftrightarrow \sum_{k=1}^K \nu''_{ki} \chi_k \quad (i = 1, \dots, I) \quad (2.40)$$

A taxa de produção da  $k$ -ésima espécie química na  $i$ -ésima reação é dada pela Eq. (2.41), onde  $q_i$  é a taxa de progresso da reação  $i$ .

$$\dot{\omega}_{ki} = (\nu''_{ki} - \nu'_{ki}) q_i \quad (k = 1, \dots, K) \quad (2.41)$$

O somatório de  $\dot{\omega}_{ki}$  sobre todas as reações químicas providenciam o termo  $\dot{\rho}_k^c$  da Eq. (2.14).  $\dot{\rho}_k^c$  é, então, dado pela Eq. (2.42).

$$\dot{\rho}_k^c = W_k \sum_{i=1}^I \dot{\omega}_{ki} \quad (2.42)$$

Analogamente, o termo  $\dot{Q}_c$ , da Eq. (2.19), é dado pela Eq. (2.43), onde  $Q_i$  é o calor de reação da  $i$ -ésima reação em zero absoluto e  $(\Delta h_f^0)_k$  é a entalpia de formação da espécie química  $k$  em zero absoluto.

$$\dot{Q}_c = \sum_{i=1}^I Q_i q_i = \sum_{i=1}^I \sum_{k=1}^K (\nu_{ki}'' - \nu_{ki}') (\Delta h_f^0)_k q_i \quad (2.43)$$

Dessa forma,  $Q_i$ , é dado pela Eq. (2.44).

$$Q_i = \sum_{k=1}^K (\nu_{ki}'' - \nu_{ki}') (\Delta h_f^0)_k \quad (2.44)$$

#### 2.4.5 Modelo de interação turbulência-cinética

O *Ansys Forte®* inclui um modelo generalizado de interação turbulência-cinética química. Este modelo foi precedentemente aplicado a simulações de motores Diesel por Kong, Eckhoff e Alfert (1995), e Kong e Reitz (2002).

Esse modelo de escala de tempo de mistura considera que a química da combustão é parcialmente controlada pela quebra de estruturas turbilhonares devido à mistura imperfeita entre oxidante e combustível característica de motores de combustão interna reais. O modelo assume que a quantidade cada espécie química se move em direção ao seu valor de equilíbrio local com uma escala de tempo  $\tau_{eff}$ , e, assim, a taxa de produção efetiva da espécie química  $k$  é dada pela Eq. (2.45).

$$\tilde{\omega}_{k,eff} = \frac{y_{k,EQ} - y_k}{\tau_{eff}} \quad (2.45)$$

A relação entre  $\tau_{eff}$ , a escala de tempo química,  $\tau_{chem}$ , e a escala de tempo de mistura escalar turbulenta,  $\tau_{mix}$ , é dada pela Eq. (2.46).

$$\tau_{eff} = \tau_{chem} + \tau_{mix} \quad (2.46)$$

A escala de tempo química local,  $\tau_{chem}$ , é definida como o tempo necessário para que a mistura alcance o equilíbrio químico sob as condições no interior de uma determinada célula computacional. A escala de tempo de mistura escalar turbulenta,  $\tau_{mix}$ , é obtida a partir da energia cinética turbulenta local e de sua taxa de dissipação. Dessa forma,  $\tau_{mix}$  é dada pela Eq. (2.47).

$$\tau_{mix} = C_{tki} \tau_{turb} = C_{tki} \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.47)$$

A relação entre a taxa de produção efetiva de uma espécie química  $k$ ,  $\tilde{\omega}_{k,eff}$ , e a taxa de produção desta mesma espécie química devido apenas à cinética química,  $\tilde{\omega}_k$ , é dada pela Eq. (2.48).

$$\tilde{\omega}_{k,eff} = \frac{\tau_{chem}}{\tau_{eff}} \tilde{\omega}_k \quad (2.48)$$

Por padrão, ao se considerar as interações entre a turbulência e a cinética química, na Eq. (2.47),  $C_{tki} = 1,5$ , conforme descrito no manual teórico do *Ansys Forte®* (2022). Ademais, para garantir que as taxas efetivas de produção de espécies químicas não se tornem zero quando a escala de tempo de mistura escalar turbulenta for muito grande, isto é, para quando  $\tau_{mix} > 1 \text{ ms}$ , o modelo de interação turbulência-cinética, no *Ansys Forte®*, é desativado (ANSYS INC., 2022).

## 2.4.6 Condições de contorno

Existem vários tipos de condições de contorno que podem ser especificadas no *Ansys Forte®*, como, por exemplo, entrada de fluxo mássico, saída de fluxo mássico, paredes rígidas (móveis ou estacionárias), condições periódicas e de simetria. Para as equações de *momentum* e energia, existem diversos tipos de condições de

contorno para paredes rígidas. As condições de contorno para a equação de *momentum* incluem velocidade de deslizamento livre, velocidade sem deslizamento e velocidade turbulenta de lei de parede. As condições de contorno para a equação de energia incluem paredes adiabáticas e paredes de temperatura fixa. Para simulações de motores, geralmente são utilizadas as condições de velocidade turbulenta de lei de parede e de paredes com temperatura fixa (ANSYS INC., 2022).

#### 2.4.6.1 Condições de parede para a equação de *momentum*

As condições de contorno de *momentum* do fluido em paredes rígidas são introduzidas impondo um valor de velocidade na parede ou calculando a tensão de cisalhamento na parede e ajustando a velocidade do escoamento local. Em paredes com condição de não deslizamento, a velocidade do gás,  $\mathbf{u}$ , é igualada à velocidade da parede,  $\mathbf{u}_w$ , conforme a Eq. (2.49).

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_w \quad (2.49)$$

Nesse caso, a tensão de cisalhamento na parede é determinada implicitamente pela Eq. (2.16). Em condições de contorno de deslizamento livre e de lei de parede turbulenta, a velocidade normal do gás é igualada à velocidade normal da parede, de acordo com a Eq. (2.50).

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = \mathbf{u}_w \cdot \mathbf{n} \quad (2.50)$$

Neste caso, as duas componentes tangenciais da tensão de cisalhamento na parede são especificadas explicitamente. Para paredes de deslizamento livre, as componentes tangenciais da tensão de cisalhamento na parede são nulas. Para condições de escoamento turbulento, a tensão de cisalhamento tangencial pode ser determinada pela lei de parede, dada pela Eq. (2.51), onde  $u^*$  é a velocidade de cisalhamento, ou velocidade de fricção.

$$\frac{\mathbf{v}}{u^*} = \begin{cases} \frac{1}{k \ln y^+} + B, & \text{se } Re \geq R_c; \\ Re^{\frac{1}{2}}, & \text{se } Re < R_c. \end{cases} \quad (2.51)$$

A velocidade de cisalhamento,  $u^*$ , está relacionada à tensão de cisalhamento na parede pela Eq. (2.52), onde  $\mathbf{v}$  é a velocidade tangencial.

$$\tau_w = \rho (u^*)^2 \frac{\mathbf{v}}{|\mathbf{v}|} \quad (2.52)$$

A velocidade tangencial,  $\mathbf{v}$ , por sua vez, é definida de acordo com a Eq. (2.53).

$$\mathbf{v} = \mathbf{u} - \mathbf{u}_w - [(\mathbf{u} - \mathbf{u}_w) \cdot \mathbf{n}] \mathbf{n} \quad (2.53)$$

O número de Reynolds,  $Re$ , baseado na velocidade do gás em relação à parede é dado pela Eq. (2.54).

$$Re = \frac{\rho y |\mathbf{v}|}{\mu_{air}(T)} \quad (2.54)$$

O número de Reynolds é avaliado a uma distância  $y$  da parede, tomada como o tamanho da célula computacional adjacente à parede. O número de Reynolds define a transição do regime logarítmico, quando  $Re \geq R_c$ , para o regime de subcamada viscosa, quando  $Re < R_c$ .  $R_c$  é dito número de Reynolds crítico, isto é, o número de Reynolds que marca a transição entre um regime e outro. No regime de subcamada viscosa, a formulação laminar para a tensão de cisalhamento é usada. Na formulação de regime logarítmico, a unidade de parede,  $y^+$ , dada pela Eq. (2.55), é substituída pela aproximação dada pela Eq. (2.56), de modo a desacoplar a solução de  $u^*$ .

$$y^+ = \frac{\rho y u^*}{\mu_{air}(T)} \quad (2.55)$$

$$y^+ = c_{lw} (Re)^{\frac{7}{8}} \quad (2.56)$$

Nas Eqs. (2.51), (2.52) e (2.56) é assumido que a célula adjacente à parede é pequena o suficiente de modo que a camada limite turbulenta esteja em regime logarítmico ou de subcamada laminar. As constantes  $k = 0,4327$ ,  $c_{lw} = 0,15$ ,  $R_c = 114$  e  $B = 5,5$ , presentes na Eq. (2.51), são derivadas a partir das constantes do modelo de turbulência  $k - \varepsilon$ , conforme descrito por Amsden, O'ourke e Butler (1989). É importante destacar que a Eq. (2.51) assume uma parede lisa. Se a rugosidade da parede for considerada, a Eq. (2.57) é empregada.

$$\frac{v}{u^*} = \min (Re^{\frac{1}{2}}, \frac{1}{k \ln y^+} + B - \Delta B) \quad (2.57)$$

Na Eq. (2.57), os efeitos de rugosidade,  $\Delta B$ , são modelados de acordo com o trabalho de Cebeci e Bradshaw (1997). Dessa forma,  $\Delta B$  é dado pela Eq. (2.58), onde  $C_s$  é uma constante dependente do tipo de rugosidade da superfície.

$$\Delta B = \begin{cases} 0, & \text{se } K_s^+ \leq 2,25 \\ \frac{1}{k} \ln \left[ \frac{K_s^+}{87,75} + C_s K_s^+ \right] \cdot \text{sen}[0,4258(\ln K_s^+ - 0,811)], & \text{se } 2,25 < K_s^+ \leq 90 \\ \frac{1}{k} \ln[1 + C_s K_s^+], & \text{se } K_s^+ > 90 \end{cases} \quad (2.58)$$

$K_s^+$ , na Eq. (2.58), é dada pela Eq. (2.59), onde  $K_s$  corresponde à altura da rugosidade.

$$K_s^+ = \frac{y^+ K_s}{y} \quad (2.59)$$

#### 2.4.6.2 Condições de parede para a equação de energia

No *Ansys Forte®*, o modelo de transferência de calor, baseado no trabalho de Han e Reitz (1997), e Rakopoulos *et al.* (2010), é usado para calcular o fluxo de transferência de calor na parede para escoamentos turbulentos com base na temperatura da parede e nas propriedades do fluido próximo à parede. Este modelo é amplamente conhecido como modelo de Han-Reitz. Vale salientar que outro modelo, baseado no trabalho de Ramsden (1997), também se encontra disponível. Detalhes sobre este último podem ser encontrados no manual teórico do *Ansys Forte®* (2022).

#### 2.4.6.2.1 Modelo de Han-Reitz e calor devido ao atrito

No modelo de Han-Reitz, a equação de balanço de energia é aplicada, na região próxima à parede, com as seguintes hipóteses:

- i) Os gradientes normais à parede são muito maiores do que aqueles paralelos à parede.
- ii) A velocidade do escoamento é direcionada paralelamente às paredes planas.
- iii) Os gradientes espaciais de pressão são negligenciáveis.
- iv) Os efeitos de dissipaçāo viscosa e difusão de entalpia no fluxo de energia são negligenciáveis.
- v) A transferência de calor por radiação é negligenciável.
- vi) A dissipaçāo turbulenta é pequena em comparação com a energia interna, devido ao baixo número de Mach.
- vii) Desconsideram-se quaisquer termos fontes em virtude de *sprays*.
- viii) Valem, como aproximações, a lei dos gases ideais e calor específico constante.

Com as hipóteses descritas acima, a Eq. (2.19) é reduzida a uma equação de balanço de energia unidimensional na região próxima à parede, dada pela Eq. (2.60), onde  $T$  é a temperatura,  $J$  é o fluxo de calor,  $y$  é a distância normal à parede,  $v$  é a velocidade do escoamento na direção normal à parede,  $\rho$  é a densidade do gás,  $c_p$  é o calor específico da mistura gasosa,  $p$  é a pressão e  $\dot{Q}_c$  é a taxa de liberação de calor volumétrica.

$$c_p \rho \frac{\partial T}{\partial t} + c_p \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = - \frac{\partial J}{\partial y} + \frac{\partial p}{\partial t} + \dot{Q}_c \quad (2.60)$$

O fluxo de calor,  $J$ , é dado pela Eq. (2.61), onde  $k$  e  $k_t$  são, respectivamente, a condutividade térmica laminar e turbulenta. A relação entre as condutividades térmicas e as viscosidades dinâmicas laminares e turbulentas se dá através dos números de Prandtl laminar e turbulento, de modo que  $k = \frac{\mu}{Pr}$  e  $k_t = \frac{\mu_t}{Pr_t}$ .

$$J = -(k + k_t) \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.61)$$

O termo do lado esquerdo da Eq. (2.60) é negligenciável (RAKOPoulos ET AL., 2010), o termo restante é, então, integrado, da parede, onde,  $y = 0$ , até a distância  $y$ , de acordo com a abordagem descrita por Han e Reitz (1997). Dessa forma, negligenciando-se os efeitos promovidos pela variação da pressão nas regiões próximas à parede, obtém-se o fluxo de calor através da parede,  $J_w$ , dado pela Eq. (2.62), onde  $T$  é a temperatura da mistura gasosa e  $T_w$  é a temperatura da parede.

$$J_w = \frac{\rho c_p u^* T \ln \left( \frac{T}{T_w} \right)}{2,1 \ln y^+ + 1,24} \quad (2.62)$$

Além disso, na Eq. (2.62),  $y^+$  e  $u^*$  são definidos de acordo com as Eqs. (2.63) e (2.64), respectivamente.

$$y^+ = \frac{u^* y}{\nu} \quad (2.63)$$

$$u^* = k^{\frac{1}{2}} C_{\mu}^{\frac{1}{4}} \quad (2.64)$$

Para condições de contorno de temperatura fixa,  $J_w$  é determinado implicitamente pela Eq. (2.19). Além disso, ao se aplicar, na parede, uma condição de contorno do tipo lei de parede turbulenta ou não deslizamento, o termo fonte,  $f_w$ , que corresponde ao calor gerado pelo atrito, dos fluidos de trabalho com a parede, é adicionado à Eq. (2.18).  $f_w$  é, então, dado pela Eq. (2.65).

$$f_w = \tau_w \cdot v = \rho (u^*)^2 |v| \quad (2.65)$$

Fisicamente,  $f_w$  corresponde ao calor produzido na parede devido ao atrito por unidade de área.  $v$ , por sua vez, é a velocidade tangencial da mistura gasosa em relação à parede.

#### 2.4.6.2.2 Condições de parede turbulenta

É necessário prescrever condições de contorno para as equações de energia cinética turbulenta,  $k$ , e sua taxa de dissipação,  $\varepsilon$ . Tais condições de contorno são definidas pelas Eqs. (2.66) e (2.67).

$$\nabla k \cdot \mathbf{n} = 0 \quad (2.66)$$

$$\varepsilon = C_{\mu_\varepsilon} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{y} \quad (2.67)$$

$C_{\mu_\varepsilon}$ , na Eq. (2.67), é definido pela Eq. (2.68).

$$C_{\mu_\varepsilon} = \left[ \frac{C_\mu}{Pr_\varepsilon(C_{\varepsilon_2} - C_{\varepsilon_1})} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.68)$$

#### 2.4.6.3 Condições de contorno de entrada e saída

As condições de contorno de entrada e saída, disponíveis no *Ansys Forte®*, são:

- Velocidade ou fluxo mássico.
- Saída contínua.
- Pressão de entrada.
- Pressão de saída.

As condições de contorno de entrada e saída dos tipos velocidade ou fluxo mássico, e saída contínua não serão abordadas aqui, detalhes podem ser encontrados no manual teórico do *Ansys Forte®* (2022). Condições de contorno de pressão, de entrada ou saída, podem ser especificadas nas formas de pressão estática ou pressão total. Além disso, é necessário fornecer a temperatura estática ou total do fluido nas regiões de entrada e saída. Caso o usuário forneça a pressão total o *software* realiza a conversão do valor prescrito para pressão estática, o mesmo se aplica à temperatura. O processo de conversão se dá, para escoamentos de gases e sob a hipótese de gás ideal, por meio das Eqs. (2.69) e (2.70), onde  $M = \frac{u}{a}$  é o número de Mach,  $u$  é o módulo da velocidade do escoamento, e  $a = \sqrt{\gamma RT}$  é a velocidade do som no gás.  $p_0$  corresponde à pressão total e  $p$  à pressão estática. De maneira análoga,  $T_0$  corresponde à temperatura total e  $T$  à temperatura estática. Tem-se, também, que  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ , onde  $c_p$  é o calor específico à pressão constante e  $c_v$  é calor específico a volume constante do gás (BOLES; ÇENGEL, 2013).

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{(\gamma - 1)}} \quad (2.69)$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (2.70)$$

É necessário fornecer, também, a composição química do fluido nas regiões de entrada ou saída (o que pode ser feito especificando-se a fração molar, ou mássica, de cada uma das espécies químicas), a energia cinética turbulenta específica (ou, alternativamente, a intensidade turbulenta), e a escala de comprimento turbulenta (ou, alternativamente, a taxa de dissipação de energia turbulenta específica) nessas regiões.

É importante ressaltar que, uma vez especificadas a pressão e a temperatura por parte do usuário, o *Ansys Forte®*, então, determina a densidade do fluido, nas entradas ou saídas, por meio da Eq. (2.21).

## 2.4.7 Condições iniciais

As simulações realizadas no *Ansys Forte®* são de natureza transiente. Simulações transientes, demandam condições iniciais para as variáveis e propriedades do fluido. As seguintes propriedades iniciais precisam ser especificadas:

- Pressão inicial em cada região computacional.
- Temperatura inicial em cada região computacional.
- As frações molares, ou mássicas, iniciais das espécies químicas em cada região computacional.
- A energia cinética turbulenta específica inicial em cada região computacional.
- A escala de comprimento turbulenta inicial em cada região computacional.

Além das propriedades descritas acima, o *momentum* inicial é importante em simulações de motores de combustão interna pois, frequentemente, estes são projetados para induzir uma quantidade significativa de movimento de *swirl* na mistura admitida. No *Ansys Forte®*, esse movimento, no interior da câmara de combustão, é especificado através da função de Bessel. Mais detalhes sobre a função de Bessel podem ser encontrados no manual teórico do *Ansys Forte®* (2022). Dessa forma, o usuário deve fornecer ao *software* o valor da constante adimensional,  $\alpha$ , que define o perfil de velocidade azimutal inicial. Wahiduzzaman e Ferguson (1986) sugeriram utilizar  $\alpha = 3,11$  para aplicações envolvendo motores de combustão interna.

## 2.4.8 Modelo de propagação de chama turbulenta

Em motores de ignição por centelha, a chama é iniciada nas localidades próximas à região de liberação da centelha, após isso ocorre a propagação da chama no interior da câmara de combustão. O *Ansys Forte®* utiliza o modelo equação-*G* para

rastrear a propagação de chamas totalmente desenvolvidas, pré-misturadas ou parcialmente pré-misturadas, e turbulentas.

Quando a chama é iniciada pela centelha, a estrutura da chama inicial é, frequentemente, menor do que o tamanho médio das células da malha computacional. Durante esse período, a frente de chama é inicialmente rastreada de maneira discreta. Assim que a estrutura da chama cresce, para além de uma escala de comprimento característica do escoamento, a abordagem adotada muda do modelo discreto para o modelo equação- $G$ .

#### 2.4.8.1 Modelo de núcleo de ignição discreto

O *Ansys Forte*® acompanha o crescimento do núcleo de ignição utilizando o modelo *Discrete Particle Ignition Kernel Flame* (DPIK), desenvolvido por Fan *et al.* (1999) e, posteriormente, melhorado por Fan e Reitz (2000), e Tan e Reitz (2006). Sob a hipótese de que o núcleo de ignição apresenta um formato esférico, a posição da frente da chama é rastreada por meio de partículas lagrangianas, e a densidade da superfície da chama é obtida a partir da densidade numérica dessas partículas em cada célula computacional. Assumindo que a temperatura dentro do núcleo de ignição seja uniforme, a taxa de crescimento deste é dada pela Eq. (2.71), onde  $r_k$  é o raio do núcleo de ignição,  $\rho_u$  é a densidade local dos gases não-queimados,  $\rho_k$  é a densidade do gás no interior do núcleo,  $S_T$  é a velocidade de chama turbulenta e  $S_{plasma}$  é a velocidade do plasma proveniente da centelha.

$$\frac{dr_k}{dt} = \frac{\rho_u}{\rho_k} (S_{plasma} + S_T) \quad (2.71)$$

A velocidade do plasma proveniente da centelha,  $S_{plasma}$ , é dada pela Eq. (2.72), onde  $h_u$  é a entalpia local dos gases não-queimados,  $u_k$  é a energia interna do gás no interior do núcleo de ignição,  $\dot{Q}_{spk}$  é a taxa de descarga de energia elétrica e  $\eta_{eff}$  é a eficiência de transferência de energia elétrica devido a perdas de calor para a vela de ignição.  $\dot{Q}_{spk}$  e  $\eta_{eff}$  são especificadas pelo usuário.

$$S_{plasma} = \frac{\dot{Q}_{spk} \eta_{eff}}{4\pi [\rho_u (u_k - h_u) + P \frac{\rho_u}{\rho_k}]} \quad (2.72)$$

A transição do modelo de núcleo de ignição discreto para o modelo de combustão equação- $G$  é controlada através de uma comparação entre o raio do núcleo de ignição e um tamanho crítico proporcional à escala de comprimento turbulenta integral média. Essa comparação é dada pela Eq. (2.73), onde  $l$  é a escala de comprimento turbulenta integral média e  $C_{m1}$  é uma constante do modelo. Por padrão,  $C_{m1} = 2$  (ANSYS INC., 2022).

$$r_k \geq C_{m1} \cdot l = C_{m1} \cdot 0,16 \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad (2.73)$$

#### 2.4.8.2 Modelo de combustão equação- $G$

O modelo de combustão equação- $G$  baseia-se na teoria da chama de combustão pré-misturada turbulenta de Peters (2001). Essa teoria assume que uma chama multidimensional turbulenta pode ser descrita por um conjunto de chamas laminares, quase unidimensionais, denominadas *flamelets* (DEON, 2016).

O modelo equação- $G$  consiste em um conjunto de equações de nível submetidas à média de Favre. É importante enfatizar que, a variável  $G$  corresponde a um campo escalar. A frente de chama corresponde a uma superfície onde  $G(x, t) = 0$ .  $G > 0$  e  $G < 0$  correspondem às regiões do escoamento de gases queimados e não-queimados, respectivamente (TAN; REITZ, 2006). A variável  $G$ , portanto, não possui um significado físico (POINSOT, 2005). No *Ansys Forte®*, o modelo de combustão equação- $G$  corresponde às Eqs. (2.74) e (2.75).

$$\frac{\partial \tilde{G}}{\partial t} + (\tilde{\vec{u}} - \vec{u}_{vertex}) \cdot \nabla \tilde{G} = \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} S_T^0 |\nabla \tilde{G}| - D_T \tilde{k} |\nabla \tilde{G}| \quad (2.74)$$

$$\frac{\partial \widetilde{G''^2}}{\partial t} + \tilde{\vec{u}} \cdot \nabla \widetilde{G''^2} = \nabla_{||} \cdot \left( \frac{\bar{\rho}_u}{\bar{\rho}_b} D_T \nabla_{||} \widetilde{G''^2} \right) + 2D_T (\nabla \tilde{G}) - c_s \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \widetilde{G''^2} \quad (2.75)$$

Nas Eqs. (2.74) e (2.75),  $\tilde{G}$  corresponde à média de Frave da variável  $G$ , e  $\widetilde{G''^2}$  é a média de Frave de sua variância.  $\nabla_{||}$  é o operador de gradiente tangencial,  $\bar{\rho}_b$  e  $\bar{\rho}_u$  são as densidades médias das misturas queimada e não-queimada, respectivamente.  $\tilde{k}$  é a média de Favre da curvatura da frente de chama, que é diferente da média de Favre da energia cinética turbulenta específica,  $\tilde{k}$ , definida previamente.  $S_T^0$  é a velocidade de chama turbulenta,  $\vec{u}$  é a velocidade do fluido,  $\vec{u}_{vertex}$  é a velocidade do vértice na qual a velocidade do fluido,  $\vec{u}$ , é definida.  $\vec{u}_{vertex}$  é produzida devido ao movimento do pistão (TAN; REITZ, 2005). Além disso, Peters (1999) sugeriu que se usasse  $c_s = 2$ .

#### 2.4.8.3 Relação entre velocidade de chama laminar e turbulenta

A previsão da velocidade de queima turbulenta desempenha um papel crucial na modelagem da combustão em motores de ignição por centelha. No *Ansys Forte®* a velocidade de chama laminar pode ser obtida por meio de tabelas ou por meio de leis de potência. Detalhes sobre a determinação da velocidade laminar de uma mistura gasosa através de leis de potência podem ser encontrados no manual teórico do *Ansys Forte®* (2022). A relação entre as velocidades de chama laminar e turbulenta é dada pela Eq. (2.76), onde  $S_L^0$  é a velocidade de chama laminar, e  $l_I$  e  $l_F$  são, respectivamente, a escala de comprimento turbulenta integral e a espessura de chama laminar. As constantes  $a_4$ ,  $b_1$  e  $b_3$  são constantes que precisam ser fornecidas. Peters (2000) sugeriu, em seu trabalho, que  $a_4 = 0,78$ ,  $b_1 = 3$  e  $b_3 = 1$ .

$$\frac{S_T^0}{S_L^0} = 1 + I_P \left\{ -\frac{a_4 b_3^2}{2b_1} \frac{l_I}{l_F} + \left[ \left( \frac{a_4 b_3^2}{2b_1} \frac{l_I}{l_F} \right)^2 + a_4 b_3^2 \frac{u' l_I}{S_L^0 l_F} \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (2.76)$$

O termo,  $I_P$ , na Eq. (2.76) é uma variável de progresso dada pela Eq. (2.77), onde  $t_0$  é um instante de tempo inicial e  $t$  é o instante de tempo atual.  $c_{m2}$  é uma constante do modelo. Por padrão  $c_{m2} = 2$ , valor aplicável a maior parte dos casos (ANSYS INC., 2022).  $\tau$  é a escala de tempo não dimensional, descrita no trabalho de Liang e Reitz (2006), e dada pela Eq. (2.78).

$$I_P = \left[ 1 - \exp \left( -c_{m2} \frac{t - t_0}{\tau} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.77)$$

$$\tau = \frac{\tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}} \quad (2.78)$$

Do ponto de vista estritamente físico,  $I_P$  é responsável por modelar os efeitos das estruturas turbilhônicas sobre a superfície da frente de chama à medida em que o núcleo de ignição se desenvolve da fase de chama laminar para a fase de chama turbulenta (ANSYS INC., 2022).

#### 2.4.8.4 Modelo de propagação de chama induzida por autoignição

Para detectar a propagação de chama induzida pela autoignição, o *Ansys Forte®* checa dois critérios: temperatura crítica e o tamanho do núcleo de ignição. As células computacionais com temperaturas superiores à temperatura crítica tornam-se regiões de autoignição. Para cada uma dessas células, se o raio do núcleo de ignição for maior que a escala de comprimento turbulenta, uma superfície, para a qual  $G(x, t) = 0$ , é inicializada. Essa superfície divide as regiões onde a temperatura da mistura gasosa é inferior ou superior à temperatura crítica. A área no interior da superfície corresponde à área de autoignição.

#### 2.4.8.5 Espessura da zona de chama turbulenta

A espessura da zona de chama turbulenta é uma medida característica da zona de transição entre os gases queimados e não-queimados de uma chama pré-misturada (KNUDSEN ET AL., 2006). A espessura da zona de chama turbulenta,  $l_{F,T}$ , é definida como a raiz quadrada da variância de Favre de  $G$ ,  $\tilde{G}''^2$ , e é dada pela Eq. (2.79).

$$l_{F,T} = \left. \frac{(\tilde{G}''^2)^{\frac{1}{2}}}{|\nabla \tilde{G}|} \right|_{\tilde{G}=G_0} \quad (2.79)$$

Para chamas totalmente desenvolvidas, a relação entre espessura da zona de chama turbulenta e a escala de comprimento integral da turbulência,  $l_I$ , é dada pela Eq. (2.80), onde  $b_2 = 1,78$ .

$$l_{F,T} = b_2 l_I \quad (2.80)$$

Em motores de ignição por centelha a espessura da zona de chama turbulenta é dada pela Eq. (2.81).

$$l_{F,T} = b_2 l_I I_P = b_2 l_I \left[ 1 - \exp \left( -c_{m2} \frac{t - t_0}{\tau} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.81)$$

#### 2.4.8.6 Cálculo da liberação de calor na frente de chama

A liberação de calor devido a propagação da frente de chama é chamada de liberação primária de calor. Para o cálculo dessa liberação de calor, o *Ansys Forte*® assume que as células computacionais que contém a frente de chama podem ser divididas em duas porções sub-malha de volumes de gases queimados,  $V_b$ , e não-queimados,  $V_u$ .

Conforme a frente de chama avança o volume de gases não-queimados tende a diminuir e o volume de gases queimados tende a aumentar. Ao longo desse processo o volume sobre a qual a frente de chama se propaga, isto é,  $V_u$ , tende a alcançar uma condição de equilíbrio termodinâmico por meio de um processo a pressão e entalpia constantes. Os volumes sub-malha são rastreados a cada passo de tempo com base nas coordenadas dos vértices das células e nos pontos de interseção da superfície da chama com as células computacionais.

A taxa de conversão de espécies químicas e a taxa de liberação primária de calor associada são calculadas inicialmente determinando-se a concentração de equilíbrio e a temperatura adiabática da chama a pressão constante e entalpia constante. Assim, a taxa de conversão de espécies químicas é dada pela Eq. (2.82), onde  $Y_{k,b}$  é a fração mássica da espécie química  $k$  na região de gases queimados,  $A_f$  é a área média da frente de chama no interior de uma determinada célula computacional e  $S_T$  é a velocidade de chama turbulenta.

$$\frac{d\rho_k}{dt} = (\rho Y_{k,b} - \rho_k) \frac{A_f S_T}{V_u} \quad (2.82)$$

A taxa de liberação de calor pode ser diretamente obtida a partir da taxa de conversão de espécies químicas (AMSDEN, 1997). Uma descrição detalhada de como se dá o cálculo da taxa de liberação primária de calor pode ser encontrada nos trabalhos de Liang e Reitz (2006), Liang *et al.* (2007), e Yang e Reitz (2009).

#### 2.4.8.7 Modelo de extinção de chama

Para chamas turbulentas parcialmente pré-misturadas, a mistura não-queimada em certas regiões pode apresentar excesso de ar, fazendo com que a chama pare de se propagar devido à estratificação. Tal condição ocorre se a espessura da camada interna de chama laminar local for grande o suficiente para que as camadas internas possam ser perturbadas pelas estruturas de Kolmogorov. Sob tais circunstâncias as reações químicas cessarão devido às perdas excessivas de calor e de espécies químicas ativas para a zona de pré-aquecimento da chama, resultando em seu apagamento local.

Portanto, no *Ansys Forte®*, uma comparação entre a espessura da camada interna laminar,  $l_\delta$ , e a escala de comprimento de Kolmogorov,  $l_K$ , é utilizada como critério para a extinção local da chama. A extinção de chama local é, então, dada pela Eq. (2.83), onde  $l_K$  é determinado com base no modelo de turbulência e  $C_{m3} = 1$ .

$$l_K < C_{m3} l_\delta \quad (2.83)$$

Uma descrição mais detalhada do modelo de extinção de chama pode ser encontrada no trabalho de Yang e Reitz (2009).

### 3 METODOLOGIA

Neste trabalho foram realizados três estudos de caso. A metodologia apresentada neste capítulo corresponde àquela empregada ao estudo de caso 1. Ao longo do desenvolvimento do trabalho, surgiu a necessidade de realizar novos estudos de caso e modificações na metodologia se fizeram necessárias. Essas modificações, contudo, serão apresentadas e discutidas no próximo capítulo, quando pertinentes.

As simulações pertencentes ao estudo de caso 1 tiveram dois objetivos: estudar o motor projetado por Rigobello (2020), mantendo suas características e parâmetros operacionais originais, e determinar a influência do atraso do ponto de ignição sobre os demais parâmetros operacionais do motor. Assim, realizaram-se simulações com pontos de ignição em ângulos de eixo virabrequim equivalentes 40°, 30°, 20°, 15° e 10° adiantados em relação ao PMS. Também se testou a configuração com ponto de ignição sem nenhum avanço, isto é, ocorrendo exatamente no PMS. Os estudos realizados por Rigobello (2020) preveem que a ignição da mistura ar-combustível se dê num ângulo de eixo virabrequim equivalente 40° adiantados em relação ao PMS, que sua admissão seja feita através das janelas do cilindro do motor e que a exaustão dos gases queimados se dê através das válvulas localizadas no cabeçote do motor.

A Figura 27 apresenta o motor linear desenvolvido por Rigobello (2020), e seus componentes mecânicos, em vista explodida. Para fins de simulação, o anel de compressão, anéis de óleo, pino, haste e parafusos foram desconsiderados pois o domínio de interesse, neste trabalho, corresponde apenas ao interior da câmara de combustão.

Figura 27 - Motor projetado por Rigobello (2020) em vista explodida

Balão	Componente
1	Pistão
2	Anel de compressão
3	Anéis de óleo
4	Pino
5	Cilindro
6	Cabeçote
7	Válvulas
8	Vela de ignição
9	Haste
10	Parafusos
11	Janelas

Fonte: Adaptado de Rigobello (2020).

Conforme dito anteriormente, a mistura ar-combustível em condições de estequiometria adentra o cilindro, indicado pelo balão de número 5 na Figura 27, por meio de suas janelas, indicadas pelo balão de número 11. Uma vez que a mistura adentra o cilindro, esta é comprimida e a centelha, proveniente da vela de ignição, indicada pelo balão de número 8, é responsável por inflamá-la. O curso do pistão, isto é, seu deslocamento total do PMI ao PMS, é de 63,5 mm. Por fim, as válvulas, indicadas pelo balão de número 7, são responsáveis pela exaustão dos gases queimados. Estas começam a se abrir num ângulo de eixo virabrequim equivalente a 65° adiantados em relação ao PMI e se fecham completamente 65° depois deste, conforme pode ser visto na Figura 29. É importante ressaltar que tais ângulos de abertura e fechamento das válvulas são provenientes do trabalho de Rigobello (2020), que determinou o momento de abertura e fechamento das válvulas de exaustão de modo que a lavagem do cilindro e a eficiência térmica do motor fossem ótimas.

### 3.1 Composição e queima completa do gás de pirólise

O gás combustível utilizado nas simulações é proveniente da pirólise de materiais feitos de polipropileno (PP), minúcias a respeito do gás em questão podem ser encontradas no trabalho de Pessoa Filho (2020). O butano ( $C_4H_{10}$ ) e o isobutano

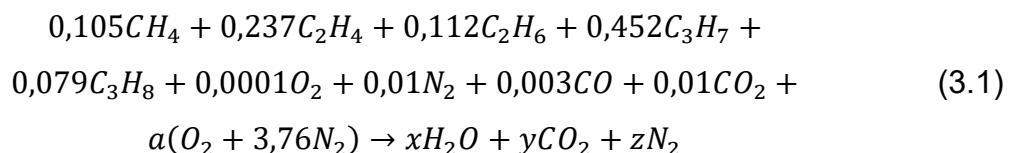
( $C_4H_{10}$ ), presentes no gás reportado por Pessoa Filho (2020), foram substituídos pelo componente etileno ( $C_2H_4$ ) para fins de simulação. Assim, a composição volumétrica do gás empregado nas simulações pode ser vista na Tabela 6.

Tabela 6 - Composição volumétrica do gás de pirólise

Espécie química	Fração volumétrica (% v/v)
Metano ( $CH_4$ )	10,5
Etileno ( $C_2H_4$ )	23,7
Etano ( $C_2H_6$ )	11,2
Propileno ( $C_3H_6$ )	45,2
Propano ( $C_3H_8$ )	7,9
Oxigênio ( $O_2$ )	0,001
Nitrogênio ( $N_2$ )	1,0
Monóxido de Carbono ( $CO$ )	0,3
Dióxido de Carbono ( $CO_2$ )	1,0

Fonte: Pessoa Filho (2020).

A partir da composição apresentada pela Tabela 6, e aproximando o componente  $C_3H_6$  como  $C_3H_7$ , deriva-se a Eq. (3.1), que representa a queima estequiométrica do gás. Essa aproximação foi necessária pois o mecanismo de cinética química *GRI Mech 3.0*, utilizado nas simulações, não apresenta o componente  $C_3H_6$ .



Os coeficientes  $a$ ,  $x$ ,  $y$  e  $z$ , presentes na Eq (3.1), são determinados através da solução de um sistema linear de equações, obtido a partir do balanço de número de átomos de carbono ( $C$ ), hidrogênio ( $H$ ), nitrogênio ( $N$ ) e oxigênio ( $O$ ). O sistema de equações decorrente destes balanços é representado pelas Eqs. (3.2), (3.3), (3.4) e (3.5), que representam, respectivamente, o balanço de número de átomos de  $C$ ,  $H$ ,  $N$  e  $O$ .

$$1 \cdot 0,105 + 2 \cdot 0,237 + 2 \cdot 0,112 + 3 \cdot 0,452 + 3 \cdot 0,079 + 1 \cdot 0,003 + 1 \cdot 0,01 = 1 \cdot y \quad (3.2)$$

$$4 \cdot 0,105 + 4 \cdot 0,237 + 6 \cdot 0,112 + 7 \cdot 0,452 + 8 \cdot 0,079 = 2 \cdot x \quad (3.3)$$

$$2 \cdot 0,01 + 2 \cdot 3,76 \cdot a = 2 \cdot z \quad (3.4)$$

$$2 \cdot 0,0001 + 1 \cdot 0,03 + 2 \cdot 0,001 + 2 \cdot a = 1 \cdot x + 2 \cdot y \quad (3.5)$$

O sistema de equações descrito acima foi resolvido através do *software EES®*. Dessa forma, obteve-se que  $a = 3,8654$ ,  $x = 2,9180$ ,  $y = 2,4090$  e  $z = 14,5439$ . As frações molares para mistura ar-combustível e gases queimados em condições de estequiometria são, então, dadas pelas Tabelas 7 e 8.

Tabela 7 - Frações molares para a mistura ar-combustível estequiométrica

Espécie química	Fração molar
$CH_4$	0,0054
$C_2H_4$	0,0122
$C_2H_6$	0,0058
$C_3H_6$	0,0233
$C_3H_8$	0,0041
$O_2$	0,1992
$N_2$	0,7493
$CO$	0,0002
$CO_2$	0,0005

Tabela 8 - Frações molares para mistura de gases queimados estequiométrica

Espécie química	Fração molar
$H_2O$	0,1468
$N_2$	0,7320
$CO_2$	0,1212

### 3.2 Fronteiras móveis e malha computacional

Para realização de simulações no *Ansys Forte*®, os movimentos referentes às fronteiras móveis precisam ser fornecidos ao *software* pelo usuário. Além disso, o domínio fluido, que corresponde às regiões de passagem de fluidos de trabalho, precisa ser descrito por meio de uma malha computacional. A malha, por sua vez, é formada por uma grande quantidade de elementos de malha, também chamados de células computacionais. No *Ansys Forte*®, a malha é gerada automaticamente a partir de parâmetros fornecidos pelo usuário, estes parâmetros são chamados de parâmetros de malha.

#### 3.2.1 Movimentos de fronteiras móveis

No estudo de caso 1, as fronteiras móveis correspondem ao pistão e às válvulas, localizadas no cabeçote do motor. O movimento do pistão é definido a partir de parâmetros típicos de motores convencionais, como raio de manivela e comprimento de biela. Já o movimento das válvulas é especificado por meio de um perfil de deslocamento, que indica a posição das válvulas para cada ângulo do eixo virabrequim. A seguir, são apresentadas as configurações empregadas para descrever o movimento do pistão e das válvulas, no estudo de caso 1.

##### 3.2.1.1 Movimento do pistão

O *Ansys Forte*® foi desenvolvido para simular o funcionamento de motores convencionais, ou seja, motores que apresentam uma cadeia cinemática constituída de pistão, biela e manivela (eixo virabrequim). O motor linear, objeto deste estudo, no entanto, não apresenta nenhum desses componentes mecânicos. Por causa disso, para que seja possível a realização de simulações desse motor utilizando o *Ansys Forte*®, faz-se necessário descrever o movimento do pistão do motor linear em termos de um ângulo de eixo virabrequim equivalente.

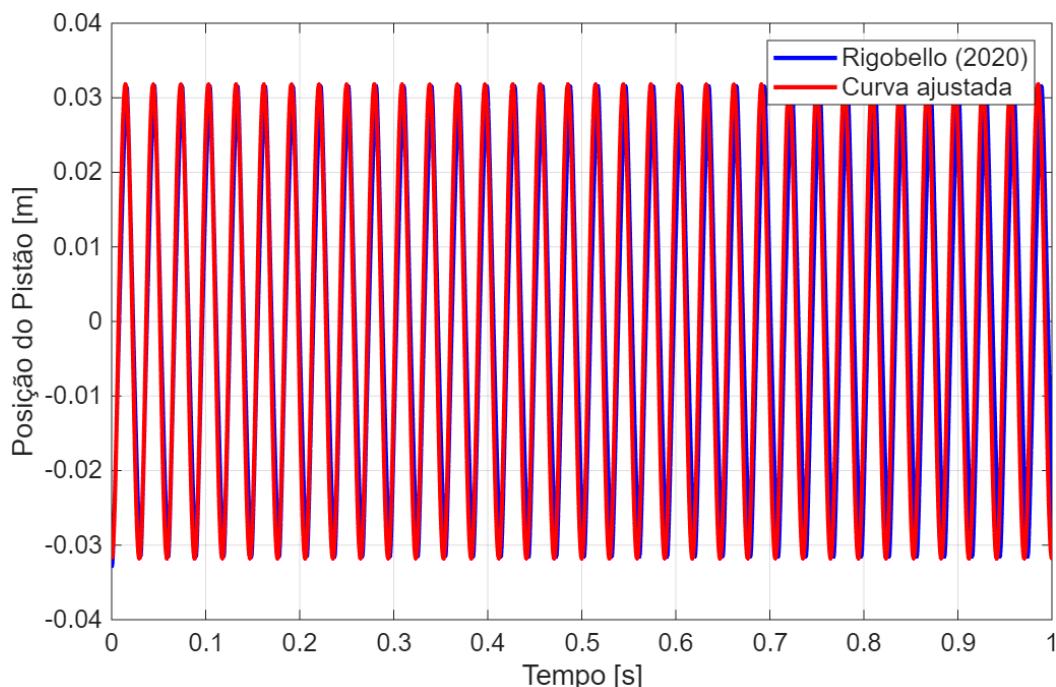
A Eq. (2.1) descreve a posição de um pistão pertencente a um motor convencional em relação ao ângulo de virabrequim,  $\theta$ . Porém, no motor linear, o deslocamento do pistão é descrito em relação ao tempo,  $t$ . A Eq. (2.1), contudo, pode

ser aplicada a motores lineares desde que  $\theta$  corresponda a um ângulo de eixo virabrequim equivalente vinculado à uma velocidade angular equivalente,  $\omega$ , conforme indicado pela Eq. (3.6).

$$\theta = \omega t \quad (3.6)$$

A frequência natural, que é também a frequência de operação do motor projetado por Rigobello (2020) é de, aproximadamente, 34 Hz, dessa forma, portanto,  $\omega = 213,6283 \text{ rad/s}$ . Além disso, a aplicação da Eq. (2.1) implica na necessidade de se determinar valores fictícios para o raio de manivela,  $R$ , e para o comprimento de biela,  $L$ . A determinação desses valores se dá através de um processo de otimização, realizado por meio do método dos mínimos quadrados. Neste trabalho, o *software MATLAB®* foi utilizado para este propósito. A Figura 28 demonstra que, para valores de  $L = 19,0974 \text{ m}$  e  $R = 31,8 \text{ mm}$ , o deslocamento do pistão do motor linear projetado por Rigobello (2020) pode ser descrito pela Eq. (2.1) de maneira satisfatoriamente precisa. Esses valores, de  $L$  e  $R$ , são, então, fornecidos ao *software Ansys Forte®* para que o deslocamento do pistão, no modelo computacional, seja equivalente ao do motor linear.

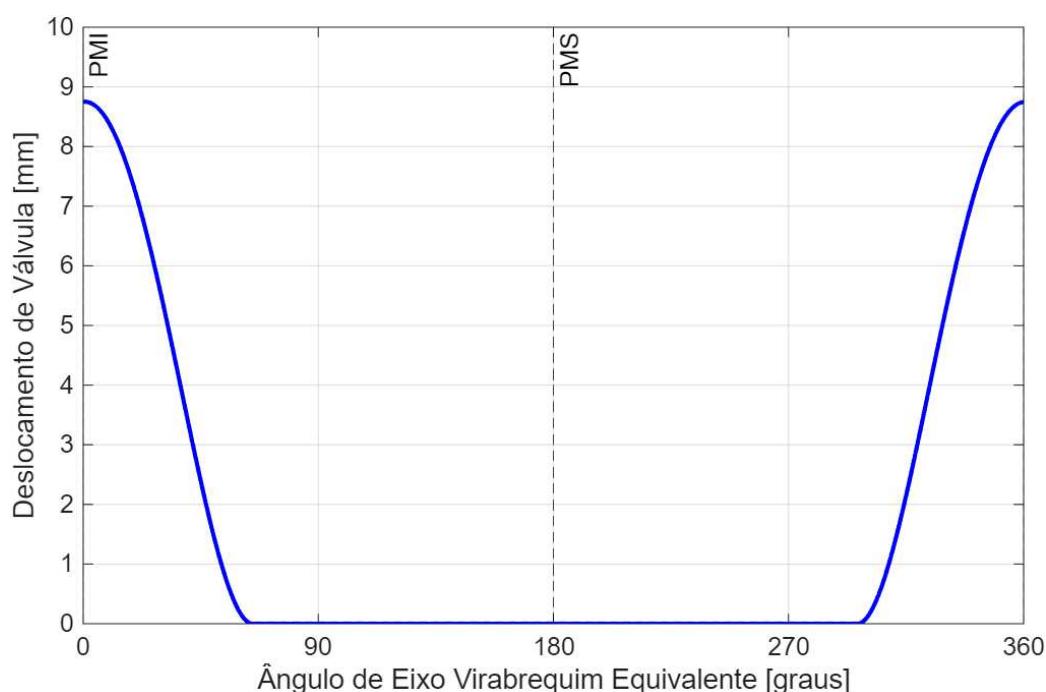
Figura 28 - Curva da posição do pistão de Rigobello (2020) e ajustada



### 3.2.1.2 Movimento das válvulas

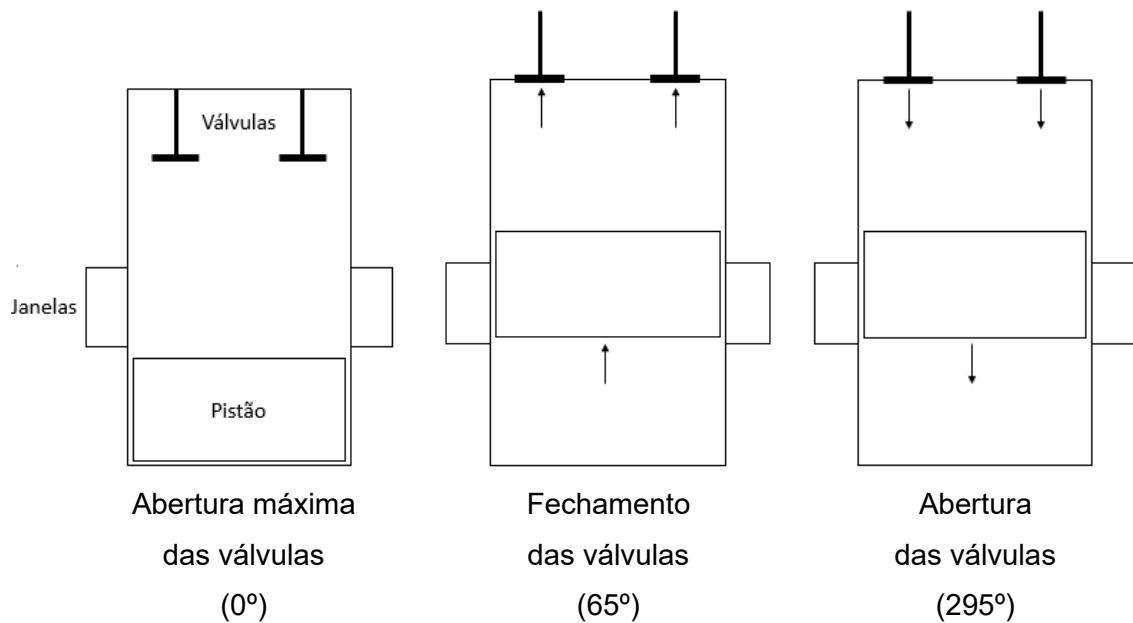
Conforme exposto anteriormente, também é necessário fornecer ao *software* o movimento inerente às válvulas. O perfil de deslocamento de válvulas empregado nas simulações do estudo de caso 1 pode ser visto na Figura 29. O deslocamento máximo de válvulas é de 8,75 mm. Os valores diferentes de zero da curva, apresentada na Figura 29, correspondem aos momentos em que as válvulas se encontram abertas.

Figura 29 - Perfil de deslocamento de válvulas 1



A Figura 30 ilustra a relação entre o movimento de abertura e fechamento das válvulas e a posição do pistão. Quando o pistão está localizado no PMI, as válvulas encontram-se completamente abertas. Logo em seguida, as válvulas iniciam seu movimento de fechamento de modo que num ângulo de eixo virabrequim equivalente correspondente a 65º após o PMI, as válvulas se fecham. Estas permanecem fechadas até que num ângulo de eixo de virabrequim equivalente adiantado 65º em relação ao PMI, isto é, num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 295º na Figura 29, as válvulas iniciam o seu movimento de abertura. Neste momento, as janelas do cilindro encontram-se completamente fechadas pelo pistão. As setas na Figura 30 indicam o sentido do movimento das válvulas e do pistão em cada um desses momentos.

Figura 30 - Relação entre o perfil de deslocamento de válvulas 1 e a posição do pistão



As simulações no *Ansys Forte®* são de natureza transiente e se iniciam com o pistão localizado no PMS. Nesse sentido, para cada simulação realizada, três ciclos e meio foram simulados, correspondendo a uma variação total de 1260° de ângulo de eixo virabrequim. O perfil de deslocamento de válvulas apresentado na Figura 29 é, portanto, empregado de maneira cíclica.

### 3.2.2 Malha computacional

Conforme explicado no manual do usuário do *Ansys Forte®* (2024), o processo de geração de malha se dá por meio da especificação, por parte do usuário, de um tamanho global de elemento de malha. Este parâmetro serve de referência para a geração de todas as células computacionais hexaédricas regulares que compõem a malha computacional. Utilizou-se um tamanho global de elemento de malha de 2 mm. Este valor foi escolhido porque é o recomendado para a maioria das simulações envolvendo motores de combustão interna (ANSYS INC., 2024).

O tamanho global de elemento de malha diz respeito, num primeiro momento, ao tamanho das células computacionais de toda a malha computacional. No entanto, determinadas regiões do domínio computacional precisam apresentar células computacionais com um tamanho menor. A diminuição do tamanho das células

computacionais em determinadas regiões do domínio é um procedimento chamado de refinamento de malha.

No *Ansys Forte®*, o refinamento de malha é realizado especificando-se a fração do tamanho global de malha e o número de camadas de refinamento na região de interesse (ANSYS INC., 2024). Portanto, se numa determinada região as células computacionais precisarem apresentar um tamanho de 1 mm, por exemplo, uma fração do tamanho global de malha de 1/2, para um tamanho global de malha de 2 mm, deve ser especificada. O número de camadas, por sua vez, corresponde à quantidade de células adjacentes a essa região que apresentarão um tamanho de 1 mm. Empregou-se refinamentos de malha conforme recomendado pelo manual do usuário do *Ansys Forte®* (2024). Dessa forma, os seguintes refinamentos foram utilizados:

- Regiões de entrada e saída de massa: fração de tamanho global de 1/2 e doze camadas de refinamento.
- Regiões correspondentes às paredes das válvulas, camisa do cilindro e cabeça do pistão: uma fração de tamanho global de 1/4 e duas camadas de refinamento.
- Região da centelha: foi utilizado um refinamento cíclico, com duração correspondente a uma variação de 40° de ângulo de eixo virabrequim, 20° antes e depois do PMS, pois a centelha só existe durante um determinado intervalo de tempo, com uma fração de tamanho global de 1/4 ao longo de um raio de 1,75 mm, definido a partir da localização da centelha. Assim, para fins de simulação, considerou-se que a centelha é liberada na localização correspondente ao centro do cilindro do motor para quando o pistão está no PMS.
- Demais regiões: especificou-se uma fração de tamanho global de 1/2 e uma camada de refinamento.

A única exceção foi a região referente ao cabeçote do motor. Esta região recebeu refinamento baseado na fração de tamanho global, e nos parâmetros, *feature angle* e *feature radius of influence*. Estes dois últimos parâmetros são utilizados para garantir que os detalhes da geometria sejam representados, pela malha

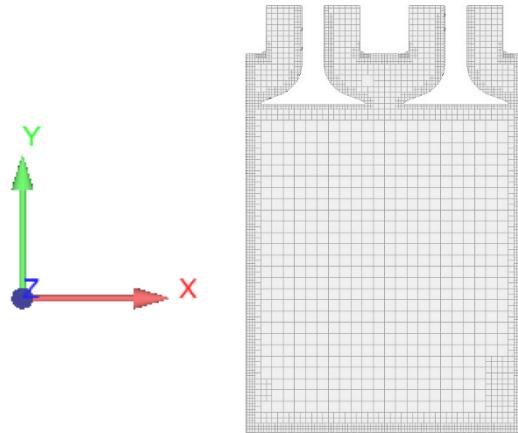
computacional, de maneira suficientemente precisa. Utilizou-se, então, uma fração de tamanho global de 1/8, *feature angle* de 20° e *feature radius of influence* de 0,75 mm.

Além disso, com intuito de captar de maneira adequada os efeitos provenientes da combustão, utilizou-se uma malha adaptativa. Isto é, determinadas regiões da malha receberam refinamento de acordo com os valores apresentados por uma determinada variável ao longo da solução. Dessa forma, a variável  $G$ , do modelo de combustão equação- $G$ , descrito anteriormente, foi utilizada para a realização desse refinamento. Para as células computacionais com valores de  $G$  entre -0,3 e 0,3, uma fração de tamanho global de 1/4 foi especificada. Isto significa dizer que, se uma célula computacional apresentar um valor de  $G$  dentro deste intervalo prescrito, o seu tamanho, originalmente de 2 mm, diminuirá para 0,5 mm. Esse recurso de malha adaptativa foi empregado de forma cíclica, ocorrendo de 20° antes até 20° depois do PMS, ou seja, durante uma variação de ângulo de eixo virabrequim igual a 40°.

Os procedimentos descritos até agora dizem respeito à malha espacial, responsável por descrever a geometria da câmara de combustão do motor linear. Porém, uma malha temporal também é necessária. No *Ansys Forte®*, a malha temporal é gerada fornecendo ao *software* o valor, ou tamanho, do passo de tempo máximo. Para este parâmetro, um valor de  $1 \cdot 10^{-5}$  s foi especificado. Pormenores envolvendo os processos de discretização espacial e temporal podem ser encontrados no manual teórico do *Ansys Forte®* (2022).

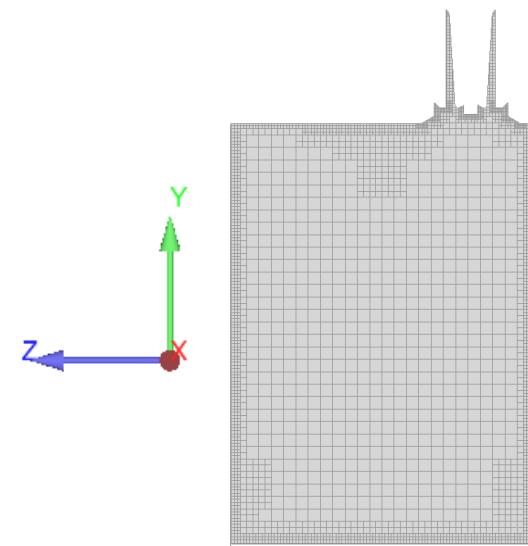
A Figura 31 mostra, em vista de corte no plano xy, a malha computacional empregada, nas simulações referentes ao estudo de caso 1, num ângulo de eixo virabrequim cíclico de 0°. Neste instante, a malha computacional apresenta um total de 251136 células. Os eixos x, y, e z, também são representados na Figura 31.

Figura 31 - Malha computacional no plano xy



A Figura 32 mostra a malha computacional numa vista em corte no plano yz, num ângulo de eixo virabrequim cílico de  $0^\circ$ . A região correspondente à vela de ignição pode ser vista neste plano. A nova disposição dos eixos x, y e z também pode ser vista na Figura 32.

Figura 32 - Malha computacional no plano yz



É importante ressaltar que tanto os planos xy e yz, apresentados nas Figuras 31 e 32, respectivamente, dividem o cilindro do motor ao meio. Além disso, esses planos são perpendiculares entre si.

### 3.3 Modelos empregados

O modelo  $k - \varepsilon$  RNG foi utilizado para modelagem da turbulência, a combustão foi modelada através da abordagem equação- $G$ , considerando-se as interações entre turbulência e cinética química. O mecanismo de cinética química detalhado utilizado foi o *GRI Mech 3.0*. Conforme mencionado anteriormente, o componente  $C_3H_6$  presente no gás de pirólise foi aproximado como  $C_3H_7$ . A similitude entre os pesos moleculares do  $C_3H_6$  e do  $C_3H_7$  foi utilizada como critério de aproximação. Essa aproximação se fez necessária pois o mecanismo de cinética química empregado não apresenta a espécie  $C_3H_6$ .

Além disso, é importante ressaltar que os modelos de turbulência e de propagação de chama apresentam uma série de constantes apresentadas anteriormente. Em todos as simulações realizadas, os valores padrão e recomendados, segundo o manual do usuário do *Ansys Forte®* (2024), de cada uma dessas constantes foram utilizados. A centelha, em todas essas simulações, apresenta uma duração de  $10^\circ$  de ângulo de eixo virabrequim, valor este recomendado pelo manual do usuário do *Ansys Forte®* (2024).

### 3.4 Condições de contorno e condições iniciais

Esta seção apresenta as condições de contorno e iniciais empregadas no estudo de caso 1. As condições de contorno e iniciais correspondentes aos estudos de casos 2 e 3 serão descritas no próximo capítulo.

#### 3.4.1 Condições de contorno de parede

Condições de contorno de temperatura fixa, com valor de  $75^\circ\text{C}$ , foram aplicadas a todas as paredes, móveis e estacionárias. Este valor foi retirado diretamente do trabalho de Rigobello (2020). Além disso, especificou-se condições de velocidade turbulenta de leis de parede em todas as paredes, levando-se em consideração a rugosidade das paredes, os valores padrão do *software* envolvendo tais condições de contorno foram utilizados.

### 3.4.2 Demais condições de contorno

As demais condições de contorno empregadas dizem respeito à: pressão, temperatura, energia cinética turbulenta, escala de comprimento turbulenta e composição química. Essas condições de contorno devem ser especificadas para as regiões de entrada e saída de massa do motor. Foram especificadas pressões e temperaturas estáticas em todas as simulações.

Os valores de energia cinética turbulenta,  $TKE$ , utilizados como condição de contorno foram estimados através da Eq. (3.7), onde  $\bar{U}$  é a velocidade média do pistão e  $I$  é a fração de intensidade turbulenta.

$$TKE = \frac{(\bar{U} \cdot I)^2}{2} \quad (3.7)$$

A velocidade média do pistão,  $\bar{U}$ , é dada pela Eq. (3.8), onde  $S$  é curso do pistão e  $N$  é a rotação equivalente do motor.

$$\bar{U} = \frac{2 \cdot S \cdot N}{60} \quad (3.8)$$

É importante salientar que se adotou, nas simulações,  $I = 0,25$ , para estimativa da energia cinética turbulenta. Além disso, os valores de escala de comprimento turbulenta,  $TLS$ , utilizados como condição de contorno foram estimados através da Eq. (3.9), onde  $d_h$  é o diâmetro hidráulico da região para qual a condição de contorno está sendo especificada.

$$TLS = 0,07 \cdot d_h \quad (3.9)$$

O uso das Eqs. (3.7) e (3.8) é recomendado pelo manual do usuário do *Ansys Forte®* (2024). A Eq. (3.9) é proveniente do trabalho de Ariza *et al.* (2018).  $d_h$  pode ser determinado por meio da Eq. (3.10), onde  $A$  corresponde à área de uma entrada ou saída de fluido de trabalho e  $P$  corresponde ao perímetro associado a essa entrada ou saída.

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (3.10)$$

Calculou-se, então, o diâmetro hidráulico das janelas, que correspondem às entradas, e dos pórticos associados às válvulas, que correspondem às saídas. Os diâmetros hidráulicos, correspondentes a cada uma dessas regiões, podem ser vistos na Tabela 9.

Tabela 9 - Diâmetros hidráulicos

Região	$d_h$ (mm)
Entradas	12,71
Saídas	9,42

Os valores de pressão nas entradas e saídas, utilizados como condição de contorno, foram retirados do trabalho de Rigobello (2020). O mesmo se aplica à temperatura do gás nas regiões de entrada. Os valores dessas e todas as demais condições de contorno empregadas podem ser vistos na Figura 33.

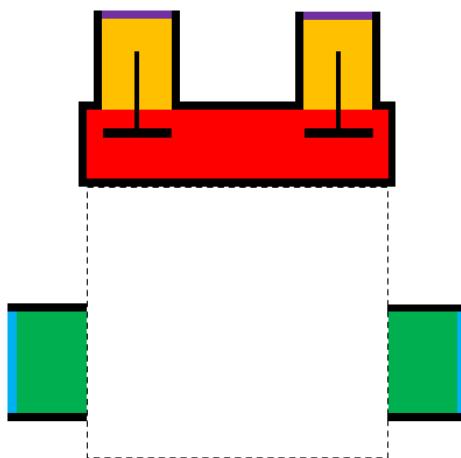
### 3.4.3 Condições iniciais

Devido ao fato das simulações no *Ansys Forte®* serem de natureza transiente, faz-se necessária a especificação de várias condições iniciais. Os tipos de condições iniciais foram abordados anteriormente. As regiões, para as quais são necessárias a especificação de condições iniciais, correspondem ao interior do cilindro e às regiões de entrada e saída de massa.

De maneira geral, os valores atribuídos às condições iniciais em cada região foram idênticos aos utilizados como condições de contorno nas regiões correspondentes, e descritos anteriormente. Assim, a única exceção diz respeito à região que corresponde ao interior do cilindro. Nesta região, a energia cinética turbulenta inicial e a escala de comprimento turbulenta inicial foram estimadas através das Eqs. (3.7) e (3.9). Utilizou-se o diâmetro do cilindro, de 49,26 mm, para determinação do valor associado à escala de comprimento turbulenta inicial.

A mistura de gases queimados no interior do cilindro também foi inicializada com um movimento de *swirl*. Isto é feito através da especificação do parâmetro  $\alpha$ , descrito anteriormente. Em todas as simulações, a configuração padrão, de  $\alpha = 3,11$ , foi utilizada. Todas as condições iniciais empregadas, nas simulações do estudo de caso 1, podem ser vistas na Figura 33.

Figura 33 - Condições de contorno e iniciais empregadas nas simulações do estudo de caso 1



Condições de contorno						
Cor	Região	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Energia cinética turbulenta (cm²/s²)	Escala de comprimento turbulenta (mm)	Composição química
	Paredes	75	-	-	-	-
	Entradas	25	2,025	5845	0,89	Tabela 7
	Saídas	-	1,35	5845	0,66	-
Condições iniciais						
Cor	Região	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Energia cinética turbulenta (cm²/s²)	Escala de comprimento turbulenta (mm)	Composição química
	Interior do cilindro*	1747	100	5845	1,87	Tabela 8
	Entradas	25	2,025	5845	0,89	Tabela 7
	Saídas	-	1,35	5845	0,66	-

\*Região inicializada também com um movimento de *swirl* ( $\alpha = 3,11$ )

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Ao longo da realização deste trabalho três estudos de caso foram feitos. O estudo de caso 1 corresponde à configuração na qual a mistura ar-combustível adentra o cilindro por meio das janelas. No estudo de caso 2 a mistura ar-combustível entra no cilindro através das válvulas. Por último, no estudo de caso 3, ar puro adentra o cilindro por meio das janelas e, posteriormente, o gás de pirólise é injetado de maneira direta no interior do cilindro.

Nos estudos de caso 1 e 2, a mistura ar-combustível é admitida em condições estequiométricas a uma relação ar-combustível, calculada através da Eq. (2.9), igual a 15,16 e uma razão de equivalência ar-combustível igual a 1. No estudo de caso 3, variou-se, principalmente, a pressão de injeção de gás de pirólise no interior da câmara de combustão. Nesse sentido, a relação ar-combustível, a razão de equivalência ar-combustível global e o percentual de excesso de ar variaram de simulação para simulação, neste último estudo de caso. Dessa forma, no estudo de caso 3, relações ar-combustível de 48,06 a 199,45, razões de equivalência ar-combustível globais de 3,17 a 13,15, e percentuais de excesso de ar de 217 a 1215% foram empregados.

Brunetti (2018) destaca que excessos de ar superiores a 20% constituem relação ar-combustível global extremamente pobre. Nestes casos, é necessário garantir que as relações ar-combustível da mistura locais se tornem próximas da estequiométrica ao menos nas proximidades dos eletrodos da vela de ignição, de modo que a ignição do combustível não seja comprometida. Nestes casos, como se tem a variação da relação ar-combustível no interior da câmara de combustão, com regiões ricas e até sem nenhum combustível, diz-se que a queima é estratificada (BRUNETTI, 2018).

A metodologia apresentada anteriormente foi aplicada especificamente para o estudo de caso 1, assim, para realização dos demais estudos de caso modificações nesta metodologia foram realizadas. Essas modificações e os detalhes referentes aos estudos de caso 2 e 3 serão discutidos mais à frente, conforme mencionado anteriormente.

É importante ressaltar que todas as simulações realizadas em cada um dos estudos de caso são de natureza transitória. Conforme dito anteriormente, simulou-se, em todos os estudos de caso, uma variação total de ângulo de eixo virabrequim

de 1260°, o que corresponde a três ciclos e meio. As simulações partem do PMS e terminam no PMI. Os gráficos apresentados nesta seção correspondem aos resultados encontrados para o último e completo ciclo simulado, localizado entre os valores de ângulo de eixo virabrequim de 900° e 1260°. Os resultados em questão são apresentados em termos de um ângulo de eixo virabrequim equivalente cíclico, semelhantemente ao que foi feito na Figura 29, por essa razão os valores nos eixos das abscissas dos gráficos encontram-se numa faixa de 0° a 360°.

#### **4.1 Estudo de caso 1: entrada de mistura ar-combustível através das janelas**

Conforme descrito anteriormente, as simulações pertencentes ao estudo de caso 1 tiveram o objetivo de estudar o motor projetado por Rigobello (2020) em sua configuração original, com entrada de mistura ar-combustível estequiométrica através das janelas do cilindro, exaustão dos gases queimados pelas válvulas e ponto de ignição num ângulo de eixo virabrequim equivalente 40° adiantados em relação ao PMS, e, também, verificar a influência do atraso do ponto de ignição sobre o funcionamento do motor.

Dessa forma, além da configuração original, foram testados pontos de ignição em ângulos de eixo virabrequim equivalentes 30°, 20°, 15° e 10° adiantados em relação ao PMS, e, também, sem nenhum avanço, com o centelhamento ocorrendo exatamente no PMS. Os resultados decorrentes deste primeiro estudo de caso serão apresentados a seguir. Daqui em diante, os pontos de ignição em ângulos de eixo virabrequim equivalentes 40°, 30°, 20°, 15° e 10° adiantados em relação ao PMS serão referidos simplesmente como pontos de ignição com avanço de 40°, 30°, 20°, 15° e 10° em relação ao PMS.

##### **4.1.1 Fluxo mássico reverso**

Conforme mostrado pela Figura 34, há fluxo mássico reverso de mistura ar-combustível através das janelas do cilindro do motor. O fluxo mássico reverso é caracterizado pelo fato de que, logo quando as janelas se abrem, num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 306°, o fluxo mássico através das janelas é negativo, o que indica que mistura ar-combustível e gases queimados são expelidos através das janelas, atingindo valores de, aproximadamente, -85 g/s.

O fluxo mássico reverso ocorre porque no momento de abertura das janelas a pressão no interior do cilindro é maior que a pressão de admissão de mistura ar-combustível, de 2,025 bar, apresentando um valor de, aproximadamente, 4 bar, conforme indicado pela Figura 35.

Figura 34 - Fluxo mássico reverso através das janelas nas simulações do estudo de caso 1

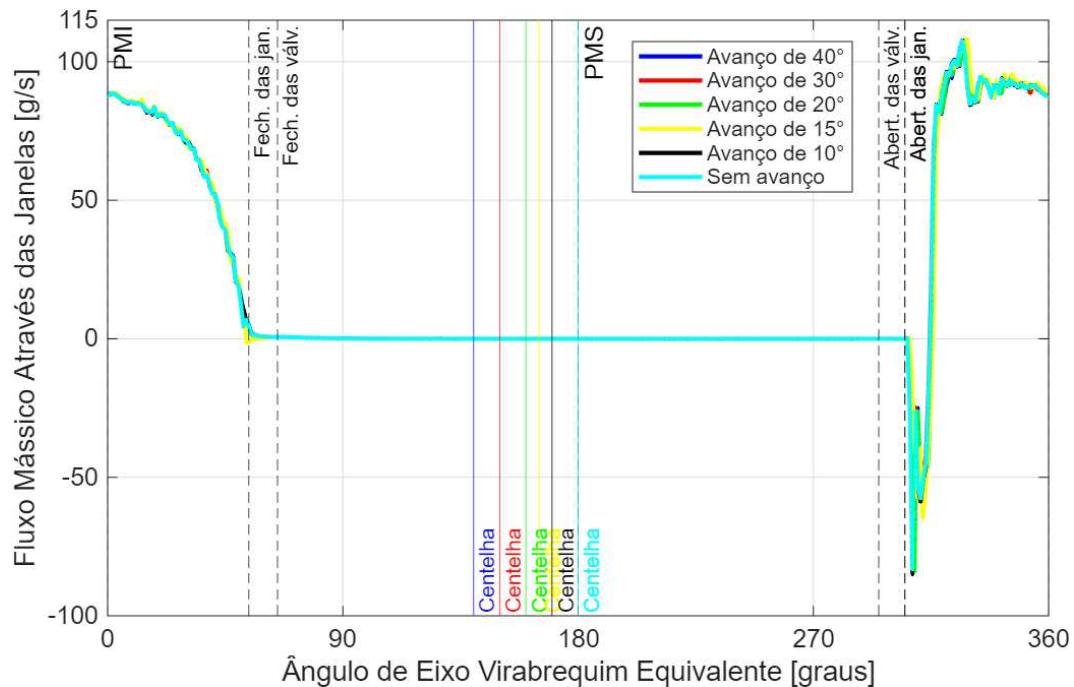
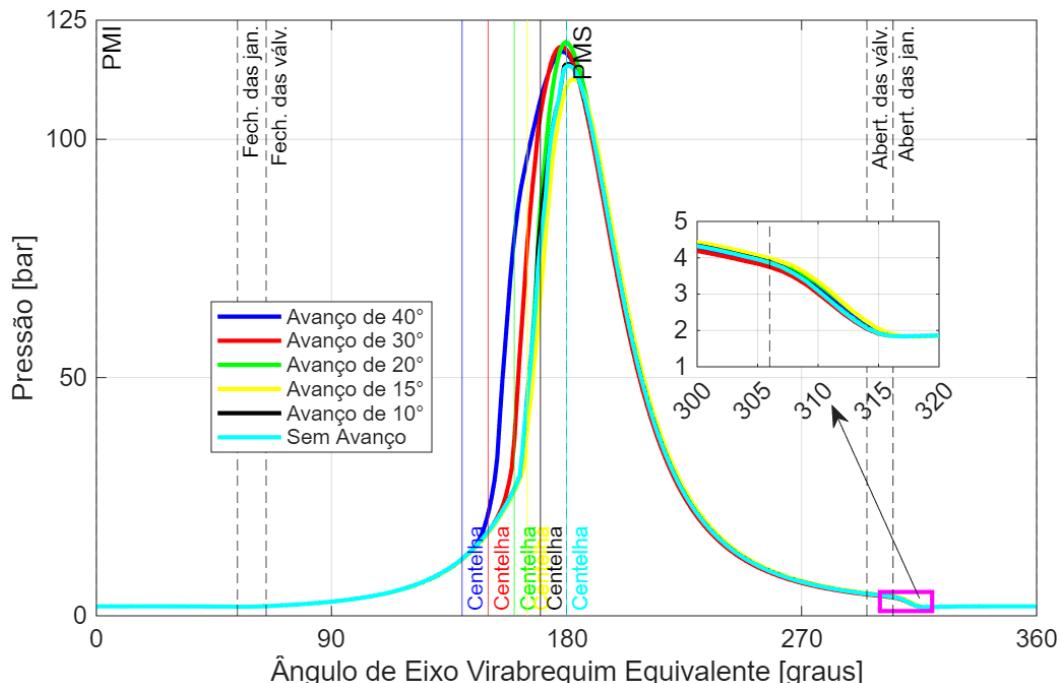


Figura 35 - Pressão no interior do cilindro nas simulações do estudo de caso 1



Além disso, conforme indicado pela Figura 34, em todas as simulações, o fluxo mássico através das janelas, que logo após a abertura das janelas é negativo, torna-se nulo num ângulo de eixo virabrequim equivalente de, aproximadamente, 315°. Nesse momento a pressão no interior do cilindro se iguala à pressão de admissão, de 2,025 bar. Dos 315° em diante, a pressão no interior do cilindro continua a diminuir, tornando-se inferior à pressão de admissão de mistura ar-combustível, o que possibilita a entrada de gases frescos para o interior do cilindro até que o fechamento completo das janelas seja atingido.

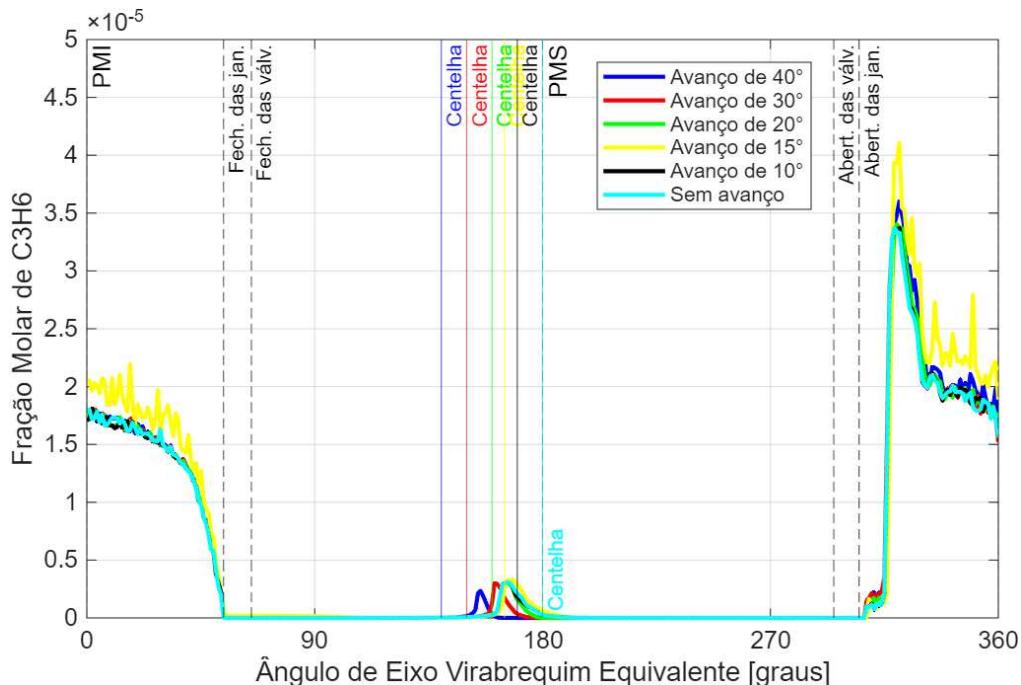
A ocorrência de fluxo mássico reverso através das janelas, neste caso, é indesejável, pois mistura ar-combustível em condições de estequiométria é admitida pelas janelas, e foi a principal motivação para a realização do estudo de caso 2, que será discutido mais à diante. Ademais, é importante ressaltar que as simulações realizadas por Rigobello (2020) não eram capazes de descrever fenômenos como, por exemplo, o fluxo mássico reverso, pois se tratavam de simulações termodinâmicas quase-dimensionais. Ao se utilizar o *Ansys Forte®*, que faz uso do método dos volumes finitos e de modelos e sub-modelos complexos, a geometria do motor pôde ser descrita em detalhes e esses fenômenos, não-visíveis nas simulações feitas por Rigobello (2020), puderam ser identificados.

É importante notar que, de acordo com a Figura 35, para avanços de 40° e 30° relativos ao PMS no ponto de ignição, o pico de pressão no interior do cilindro se dá antes do PMS. Tal circunstância é indesejada, pois resulta em uma elevada produção de trabalho negativo, o que, por sua vez, acarreta em baixíssima eficiência térmica. Por essa razão, promover o adiantamento do ponto de ignição é inviável.

#### 4.1.2 Autoignição

Nas simulações do estudo de caso 1, foi observado que o componente  $C_3H_6$  do gás de pirólise, aproximado como  $C_3H_7$ , independentemente do avanço utilizado, sofre autoignição, como pode ser visto na Figura 36. Pouco após a abertura das janelas, a fração molar de  $C_3H_6$  no interior do cilindro aumenta, esse aumento está associado à entrada de mistura ar-combustível para o interior do cilindro. Esse aumento, no entanto, é seguido de uma queda acentuada da fração molar de  $C_3H_6$  no interior do cilindro. A queda na fração molar de  $C_3H_6$ , nesse momento, indica a ocorrência da autoignição desse componente. Esta autoignição, por sua vez, se deve ao fato de que logo ao ingressar no cilindro, a mistura ar-combustível fresca se encontra com gases queimados que estão numa faixa de temperatura de 946 °C a 998 °C, conforme indicado pela Figura 38, para avanços de 40° e 15° adiantados em relação ao PMS, respectivamente. Para os demais avanços, os gases queimados no interior do cilindro apresentam temperaturas intermediárias a estas, o que também é mostrado na Figura 38.

Figura 36 - Fração molar de  $C_3H_6$  nas simulações do estudo de caso 1



É importante ressaltar que, independentemente do avanço utilizado, a autoignição do  $C_3H_6$  sempre ocorre logo quando as janelas do cilindro do motor se abrem. Esse fato associado à ocorrência de fluxo mássico reverso pelas janelas, discutido anteriormente, fez com que essa configuração, da maneira como foi concebida por Rigobello (2020), fosse abandonada. Dessa forma, novos estudos de casos testando-se novas configurações foram realizados.

Além disso, observando a Figura 37, é possível concluir que para os casos com avanço de 40° e 30° relativos ao PMS, o centelhamento leva à inflamação dos demais hidrocarbonetos do gás de pirólise. Porém, para os demais avanços no ponto de ignição de 20°, 15° e 10° em relação ao PMS e, também, para condição sem avanço, as condições termodinâmicas de pressão e temperatura no interior do cilindro se desenvolvem de maneira a levar os demais hidrocarbonetos do gás de pirólise à autoignição.

Para um avanço de 20° em relação ao PMS a temperatura e pressão de autoignição dos demais hidrocarbonetos do gás de pirólise, que se dá num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 151°, é de 18 bar e 580 °C, respectivamente, conforme pode ser visto nas Figuras 35 e 38. Para um avanço de 15° relativos ao PMS a temperatura e pressão de autoignição dos demais hidrocarbonetos, que ocorrem num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 150°, conforme mostrado nas

Figuras 35 e 38, são 20 bar e 597 °C. Por último, para um avanço de 10° em relação ao PMS e para condição sem avanço, os valores de temperatura e pressão de autoignição dos demais hidrocarbonetos do combustível são iguais aos observados para um avanço de 20° relativos ao PMS, isto é, 18 bar e 580 °C, conforme indicado pelas Figuras 35 e 38, com a autoignição se dando num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 150°.

A identificação da autoignição foi o principal fator que motivou a realização de simulações com injeção direta de gás de pirólise, referentes ao estudo de caso 3.

Figura 37 - Fração molar de hidrocarbonetos não-queimados nas simulações do estudo de caso 1

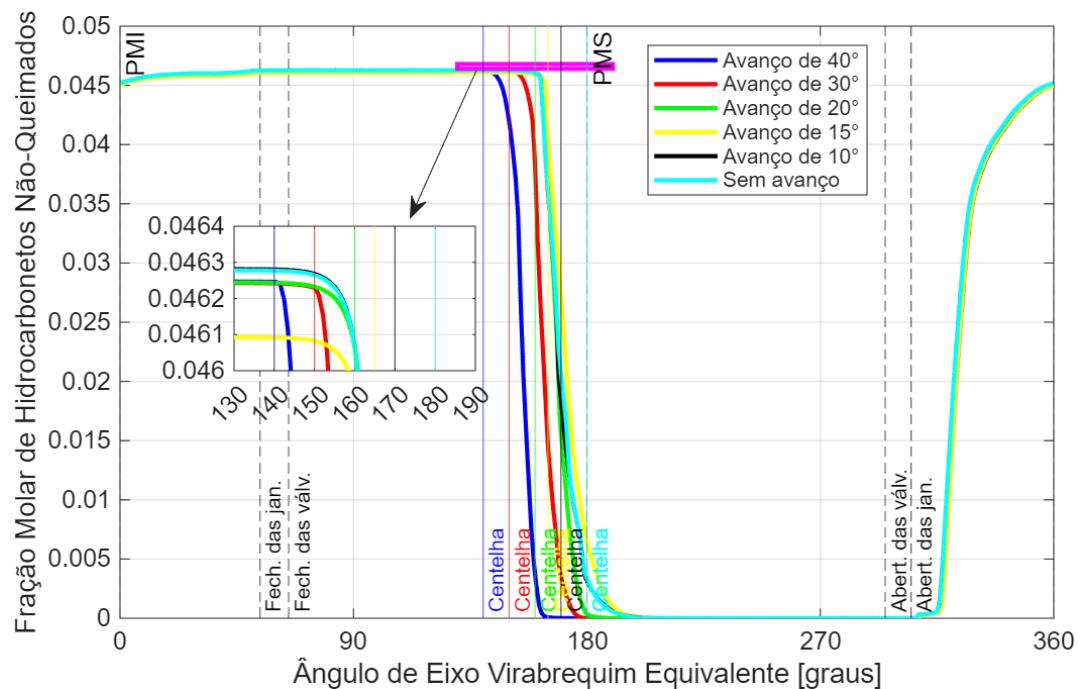
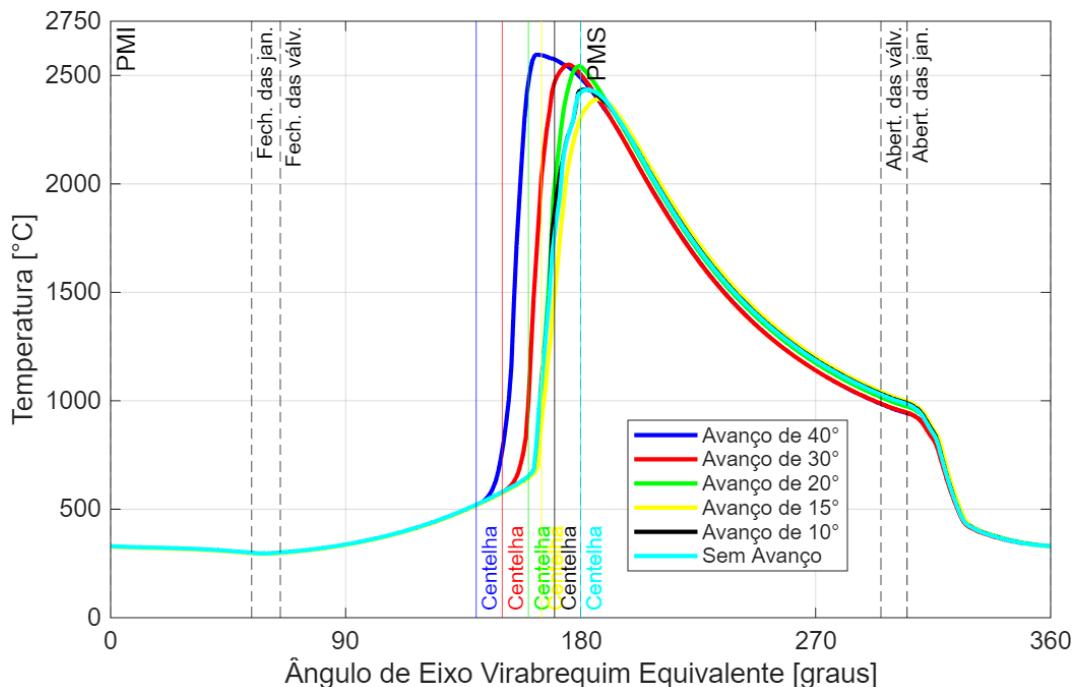


Figura 38 - Temperatura no interior do cilindro nas simulações do estudo de caso 1



#### 4.2 Estudo de caso 2: entrada de mistura de ar-combustível pelas válvulas

Devido ao fluxo mássico reverso de mistura ar-combustível através das janelas associado à autoignição do  $C_3H_6$  nas simulações do estudo de caso 1, procurou-se alternar o sentido de admissão de mistura com o intuito de mitigar o fluxo mássico reverso, isso conduziu a um novo estudo de caso. Portanto, nas simulações do estudo de caso 2, a entrada de mistura ar-combustível em condições estequiométricas se dá através das válvulas, os gases queimados, por sua vez, são expulsos do cilindro por meio das janelas.

Procurou-se estudar, num primeiro momento, as consequências da inversão no sentido de admissão de mistura, mantendo-se o perfil de deslocamento de válvulas previamente apresentado na Figura 29. Além disso, outros três perfis de deslocamento de válvulas foram testados e seus efeitos sobre os parâmetros operacionais do motor avaliados. Todas as modificações realizadas na metodologia, aplicada especificamente para o estudo de caso 1, necessárias para realização do estudo de caso 2, serão apresentadas a seguir.

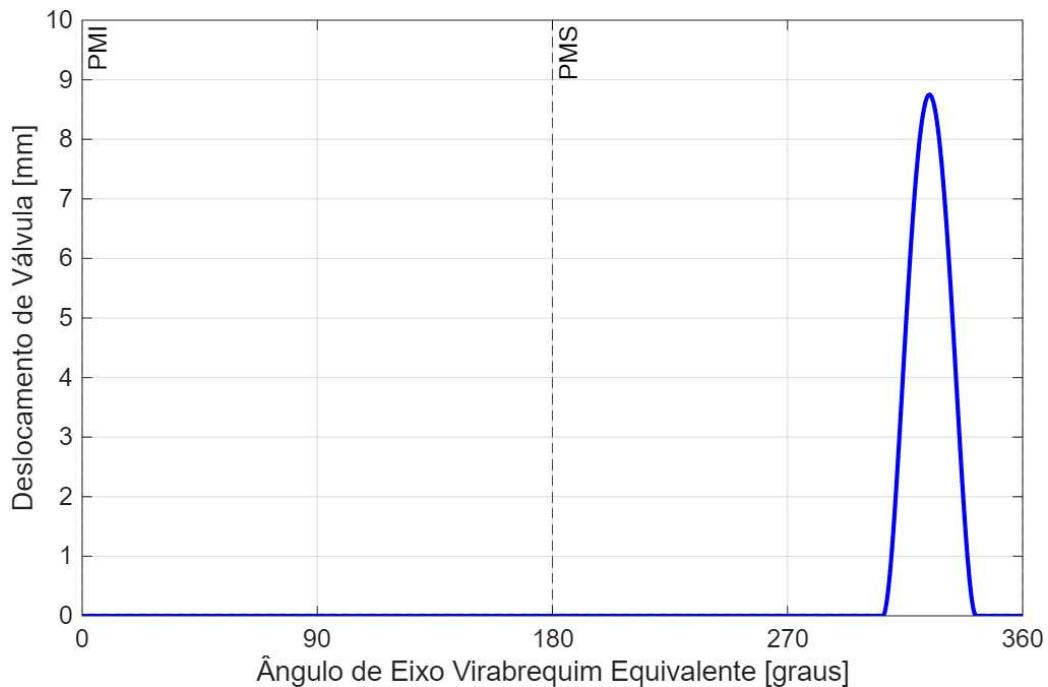
Ademais, é importante mencionar que a centelha, em todas as simulações do estudo de caso 2, é liberada num ângulo de eixo virabrequim equivalente adiantado 15° em relação ao PMS, e tem duração de 10°. A liberação da centelha neste momento

se deu com o objetivo de verificar se a admissão de mistura ar-combustível através das válvulas poderia inibir a autoignição dos hidrocarbonetos do gás de pirólise, observada, precedentemente, no estudo de caso 1.

#### 4.2.1 Modificações no movimento das válvulas

A primeira modificação no perfil de deslocamento de válvulas foi feita de modo a sincronizar o movimento de abertura das válvulas com o início da abertura das janelas, num ângulo de eixo virabrequim equivalente de  $306^\circ$ , e o movimento de fechamento das válvulas com a abertura completa das janelas, num ângulo de eixo virabrequim equivalente de  $342^\circ$ . O perfil resultante de tal modificação pode ser visto na Figura 39. A Figura 40 ilustra a relação do movimento das válvulas com a abertura das janelas.

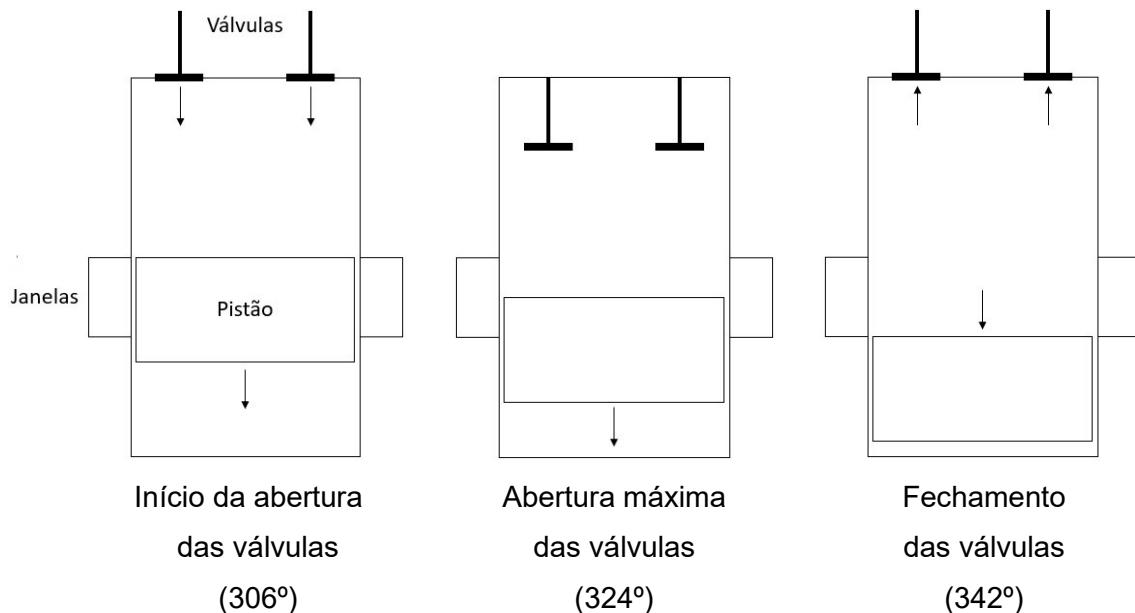
Figura 39 - Perfil de deslocamento de válvulas 2



Conforme mostrado pela Figura 40, quando o pistão está prestes a promover a abertura das janelas, as válvulas iniciam o seu movimento de abertura. A direção e o sentido do movimento do pistão e das válvulas são representados, na Figura 40, por meio de setas. Quando o pistão está localizado numa posição em que as janelas estão abertas pela metade, as válvulas se encontram em sua posição de máxima abertura,

num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a  $324^\circ$ . Por fim, quando o pistão promove a abertura completa das janelas, as válvulas se fecham completamente. O deslocamento correspondente à abertura máxima das válvulas é de 8,75 mm.

Figura 40 - Relação entre o perfil de deslocamento de válvulas 2 e a abertura das janelas



O uso do perfil de deslocamento de válvulas descrito pela Figura 39 acarretou em consequências que serão descritas mais à diante. Em razão destas consequências os perfis de deslocamento de válvulas das Figuras 41 e 42 foram empregados nas simulações, do estudo de caso 2, posteriores. Os movimentos de abertura e fechamento das válvulas nos perfis das Figuras 41 e 42 foram sincronizados com a abertura e com o fechamento das janelas, respectivamente. A diferença entre esses dois perfis decorre do fato de que no perfil da Figura 41 as válvulas permanecem na posição de abertura máxima apenas por um instante, e logo após atingirem tal posição iniciam seu movimento de fechamento. Já no perfil da Figura 42, a válvula permanece localizada em sua posição de abertura máxima durante  $36^\circ$  de variação de ângulo de eixo virabrequim equivalente.

Figura 41 - Perfil de deslocamento de válvulas 3

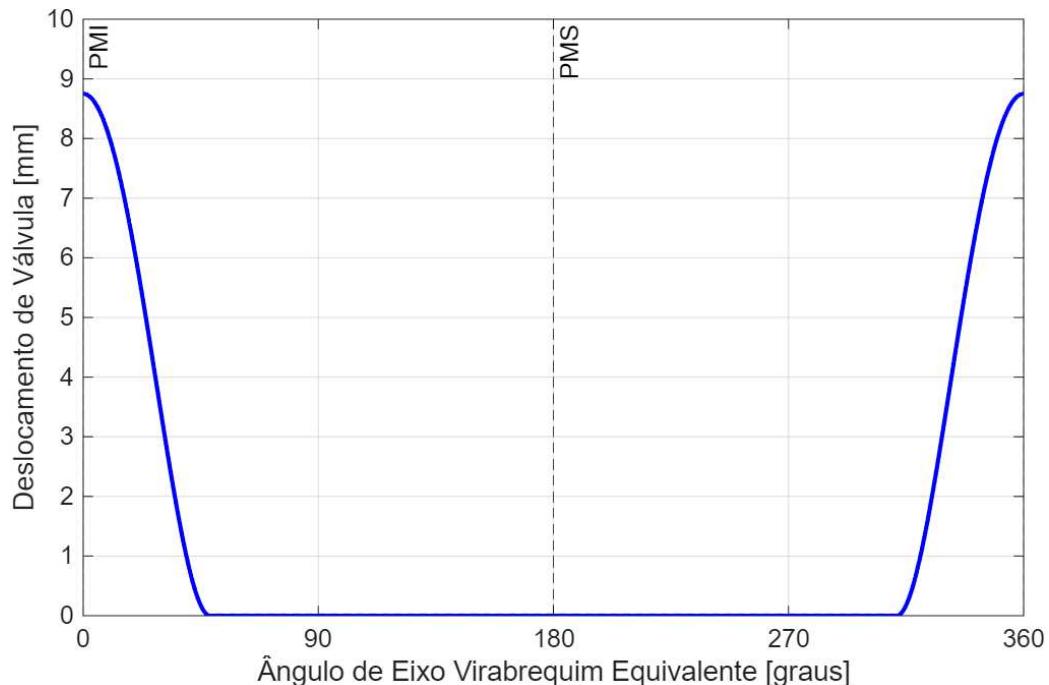
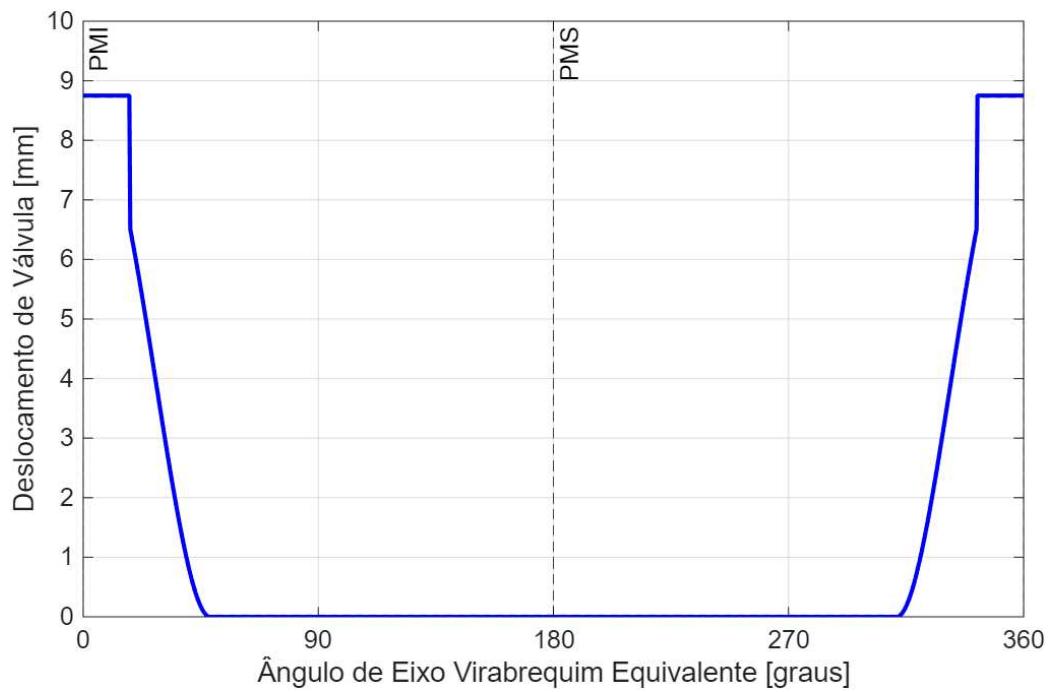


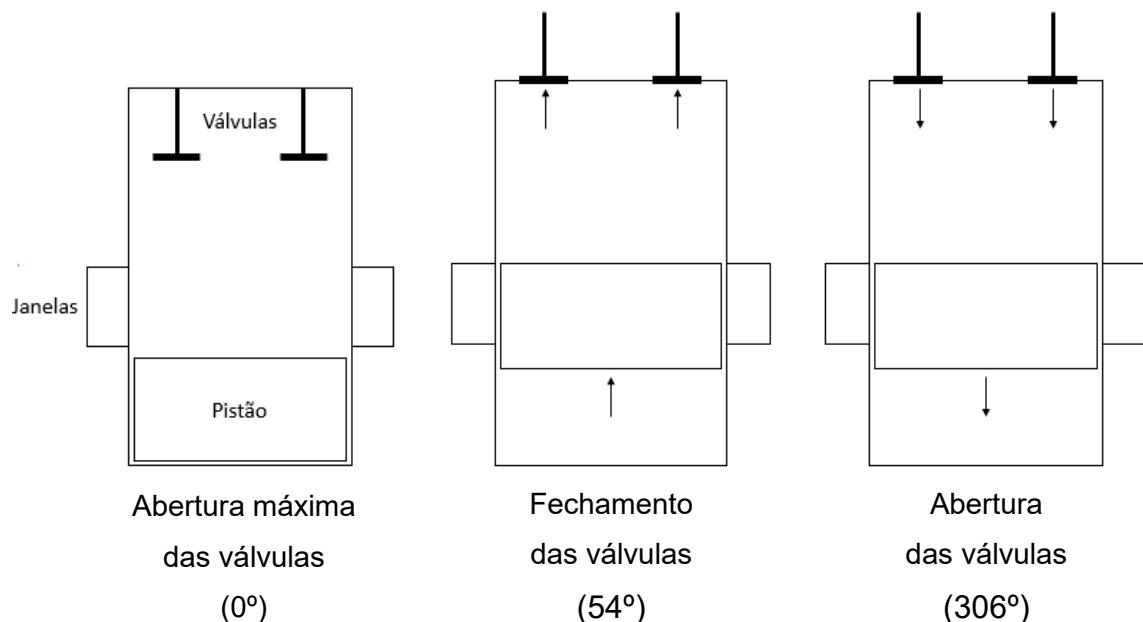
Figura 42 - Perfil de deslocamento de válvulas 4



A Figura 43 mostra esquematicamente a relação entre o movimento das válvulas com a abertura e fechamento das janelas para os perfis das Figuras 41 e 42. Conforme ilustrado pela Figura 43, nos perfis das Figuras 41 e 42, num ângulo de eixo virabrequim equivalente de  $0^\circ$ , as válvulas encontram-se em sua posição de abertura

máxima. Para ambos os perfis, das Figuras 41 e 42, o fechamento das válvulas se dá num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a  $54^\circ$ . A abertura das válvulas, para os dois perfis, se inicia num ângulo de eixo virabrequim equivalente de  $306^\circ$ .

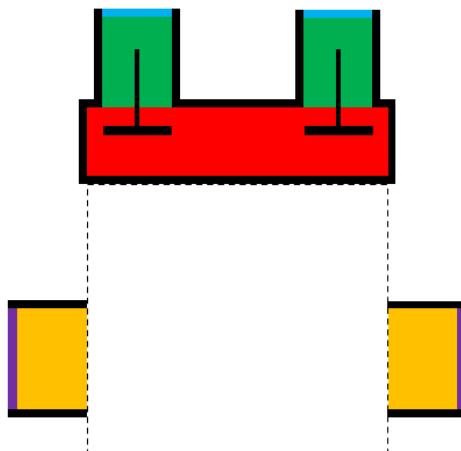
Figura 43 - Relação entre os perfis de deslocamentos de válvulas 3 e 4, e a abertura e fechamento das janelas



#### 4.2.2 Modificações nas condições de contorno e iniciais

A inversão no sentido de admissão de mistura ar-combustível faz com que as condições de contorno e iniciais precisem ser alteradas de modo coerente com tal modificação. As condições de contorno e iniciais utilizadas em todas as simulações do estudo de caso 2 podem ser vistas na Figura 44.

Figura 44 - Condições de contorno e iniciais empregadas nas simulações do estudo de caso 2



Condições de contorno						
Cor	Região	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Energia cinética turbulenta (cm²/s²)	Escala de comprimento turbulenta (mm)	Composição química
Preto	Paredes	75	-	-	-	-
Azul	Entradas	25	2,025	5845	0,66	Tabela 7
Violeta	Saídas	-	1,35	5845	0,89	-
Condições iniciais						
Cor	Região	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Energia cinética turbulenta (cm²/s²)	Escala de comprimento turbulenta (mm)	Composição química
Vermelho	Interior do cilindro*	1747	100	5845	1,87	Tabela 8
Verde	Entradas	25	2,025	5845	0,66	Tabela 7
Amarelo	Saídas	-	1,35	5845	0,89	-

\*Região inicializada também com um movimento de *swirl* ( $\alpha = 3,11$ )

#### 4.2.3 Fluxo mássico reverso

Os resultados provenientes do estudo de caso 2 serão apresentados em termos dos perfis de deslocamento de válvulas empregados. Nesse sentido, os termos PDV 1, PDV 2, PDV 3 e PDV 4, utilizados nas legendas das figuras apresentadas daqui em diante, se referem aos perfis de deslocamento de válvulas das Figuras 29, 39, 41 e 42, respectivamente.

Conforme pode ser visto na Figura 45, a ocorrência de fluxo mássico reverso através das válvulas se dá apenas quando o perfil de deslocamento de válvulas apresentado na Figura 29 é utilizado. Isso fez com que essa configuração precisasse ser abandonada, pois o fluxo mássico reverso de mistura ar-combustível em condições de estequiometria através das entradas é indesejado. A ocorrência do fluxo

mássico reverso ao se fazer uso do perfil deslocamento de válvulas da Figura 29 se dá porque no momento de abertura das válvulas, num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 295°, a pressão no interior do cilindro apresenta um valor de 4,4 bar e é superior à pressão de admissão de mistura ar-combustível, que apresenta um valor igual a 2,025 bar, conforme indicado pela Figura 46. Além disso, a Figura 45 mostra, também, que, alternar o sentido de admissão de mistura das janelas para as válvulas é uma medida eficaz para eliminação do fluxo mássico reverso através das entradas desde que o perfil de deslocamento de válvulas seja modificado.

Figura 45 - Fluxo mássico reverso através das válvulas nas simulações do estudo de caso 2

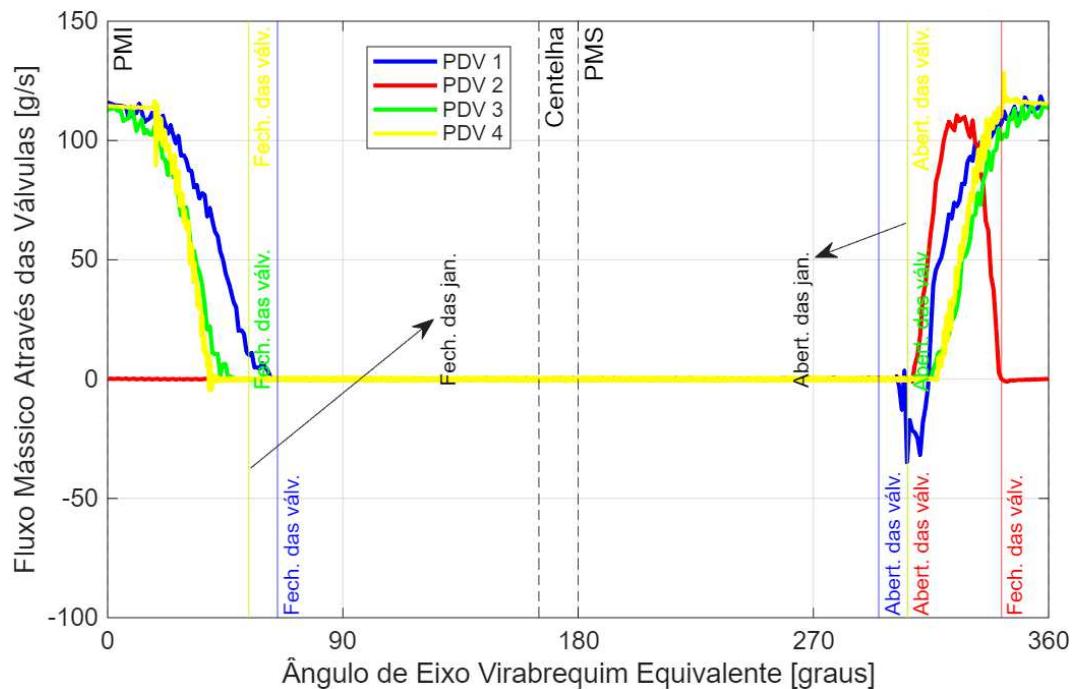
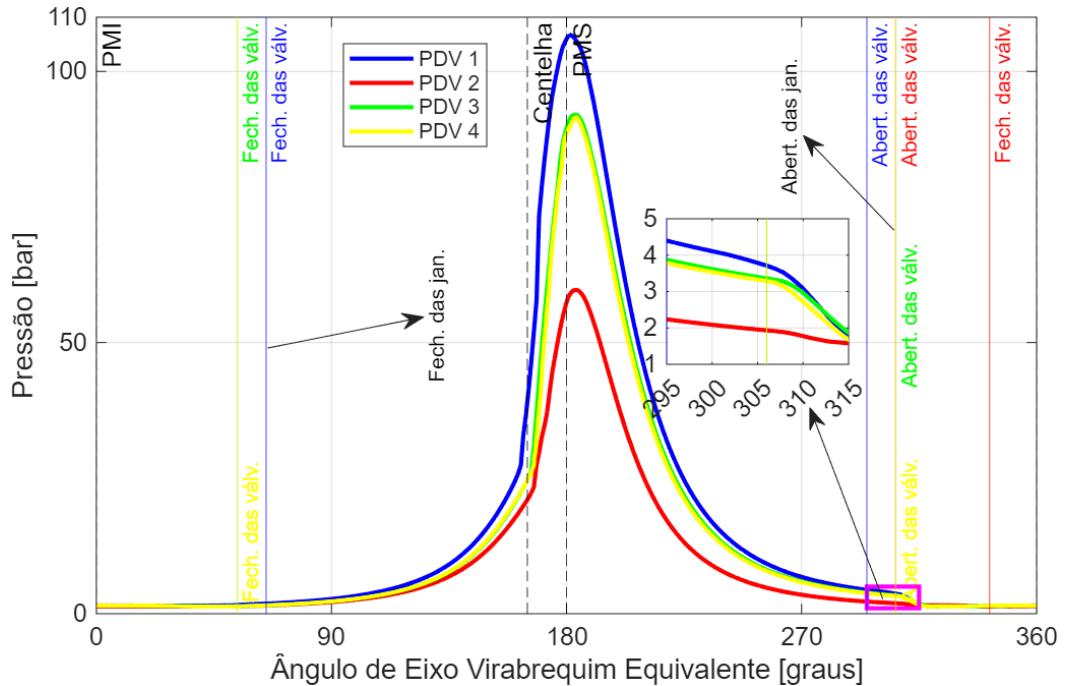


Figura 46 - Pressão no interior do cilindro nas simulações do estudo de caso 2



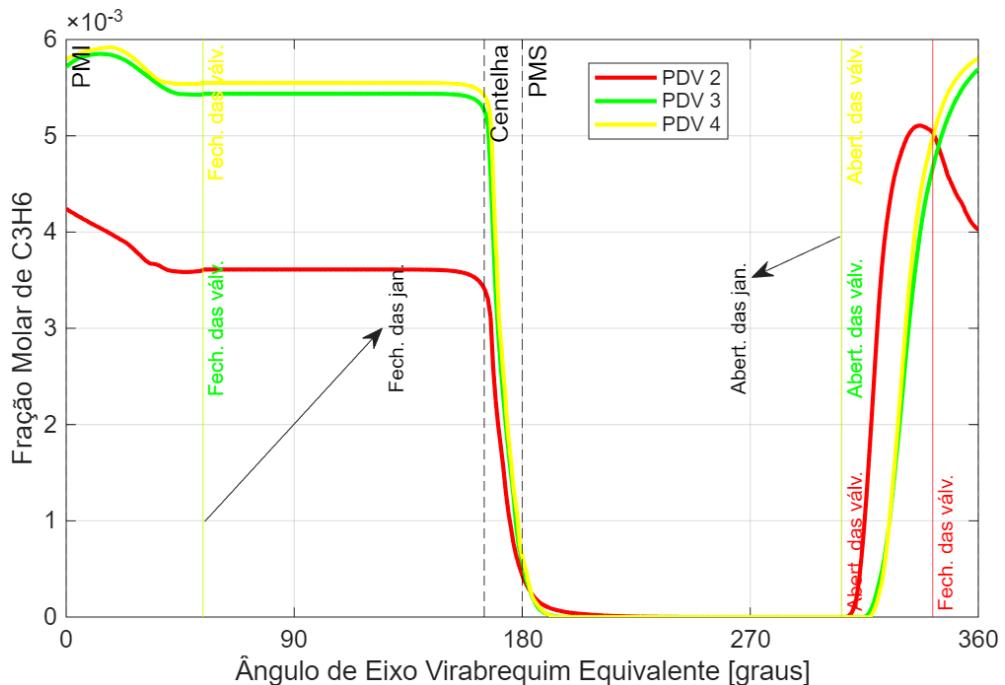
É importante ressaltar que o fluxo mássico reverso, ao se utilizar o perfil da Figura 29, motivou a utilização do perfil da Figura 39. No entanto, no intuito de promover uma maior entrada de massa de mistura ar-combustível para o interior do cilindro, os perfis das Figuras 41 e 42 foram empregados. A Figura 46 mostra que, a utilização destes perfis resulta num aumento da pressão no interior do cilindro. Esse aumento ocorre por causa da maior quantidade de massa de mistura ar-combustível que adentra o cilindro, ao se fazer uso dos perfis das Figuras 41 e 42, em relação ao perfil da Figura 39, o que resulta numa maior quantidade de calor químico liberado, conforme será visto mais adiante, responsável por elevar a pressão dos gases no interior do cilindro.

Realizar a admissão de mistura ar-combustível por meio das válvulas pode acarretar em vantagens pois as janelas do cilindro do motor linear apresentam posição e geometria fixa, enquanto as válvulas poderiam ser programadas permitindo o uso de diferentes perfis de deslocamento. O motor linear não apresenta eixo de comando válvulas e, por essa razão, o movimento das válvulas poderia ser mais facilmente controlado em tempo real, de modo a sempre garantir a eliminação do fluxo mássico reverso. O controle do movimento das válvulas também poderia possibilitar a modificação de outros parâmetros operacionais, tornando o motor altamente otimizável.

#### 4.2.4 Autoignição

A Figura 47 mostra que a autoignição do  $C_3H_6$ , nas simulações do estudo de caso 2, ocorre em dois momentos diferentes. Em todas as simulações, deste estudo de caso, logo quando as válvulas se abrem, mistura ar-combustível adentra o cilindro, o que conduz a um aumento na fração molar de  $C_3H_6$  em seu interior. Pouco antes das válvulas se fecharem, no entanto, a fração molar de  $C_3H_6$ , no interior do cilindro, começa a diminuir, indicando um processo de autoignição desta espécie química. Esta queima do  $C_3H_6$  logo quando este adentra o cilindro se dá porque esse componente encontra, no interior do cilindro, gases queimados a uma temperatura de 603 °C, ao se fazer uso do perfil da Figura 39, de 1012 °C, ao se fazer uso do perfil da Figura 41, e de 992 °C, ao se fazer uso do perfil da Figura 42, conforme pode ser visto na Figura 49.

Figura 47 - Fração molar de  $C_3H_6$  nas simulações do estudo de caso 2 com os perfis de deslocamento de válvulas 2, 3 e 4



Num outro momento, a autoignição do  $C_3H_6$ , em todas as simulações realizadas no estudo de caso 2, acontece pouco antes da liberação da centelha, conforme indicado pela Figura 47. Isto significa que as condições termodinâmicas de pressão e temperatura neste momento são tais que desencadeiam a autoignição dessa espécie

química. Ao se fazer uso do perfil de deslocamento de válvulas da Figura 39, a autoignição do  $C_3H_6$  se dá a uma pressão e a uma temperatura de 12 bar e 582 °C, respectivamente, conforme indicado pelas Figuras 46 e 49. Além disso, de acordo com as Figuras 46 e 49, a autoignição do  $C_3H_6$ , ao se fazer uso do perfil da Figura 41, ocorre a uma pressão e a uma temperatura de 16 bar e 572 °C, respectivamente. E ao se fazer uso do perfil da Figura 42, os valores de pressão e temperatura que possibilitam a autoignição do  $C_3H_6$  são de 16 bar e 578 °C, respectivamente.

Ademais, a Figura 48 indica que não há autoignição dos demais hidrocarbonetos do gás de pirólise. A queda na fração molar de hidrocarbonetos não-queimados, ao se fazer uso do perfil de deslocamento de válvulas da Figura 39, logo após o fechamento das válvulas, está associada ao escape de gases queimados e parte da mistura ar-combustível fresca para fora do cilindro por meio das janelas, que nesse momento se encontram abertas. A Figura 50 mostra que, após o fechamento das válvulas, ao se fazer uso do perfil da Figura 39, não há liberação de calor químico, o que confirma que essa queda na fração molar de hidrocarbonetos não-queimados está associada a saída de mistura ar-combustível recém-admitida do interior do cilindro através das janelas de exaustão, e não a um processo de autoignição. A Figura 50 também indica que a diminuição na fração molar de  $C_3H_6$ , ao se fazer uso do perfil de deslocamento de válvulas da Figura 39, na Figura 47, logo após o fechamento das válvulas também está associada à saída de mistura ar-combustível recém-admitida por meio das janelas de exaustão, devido a ausência de liberação de calor neste momento.

Figura 48 - Fração molar de hidrocarbonetos não-queimados nas simulações do estudo de caso 2 com os perfis de deslocamento de válvulas 2, 3 e 4

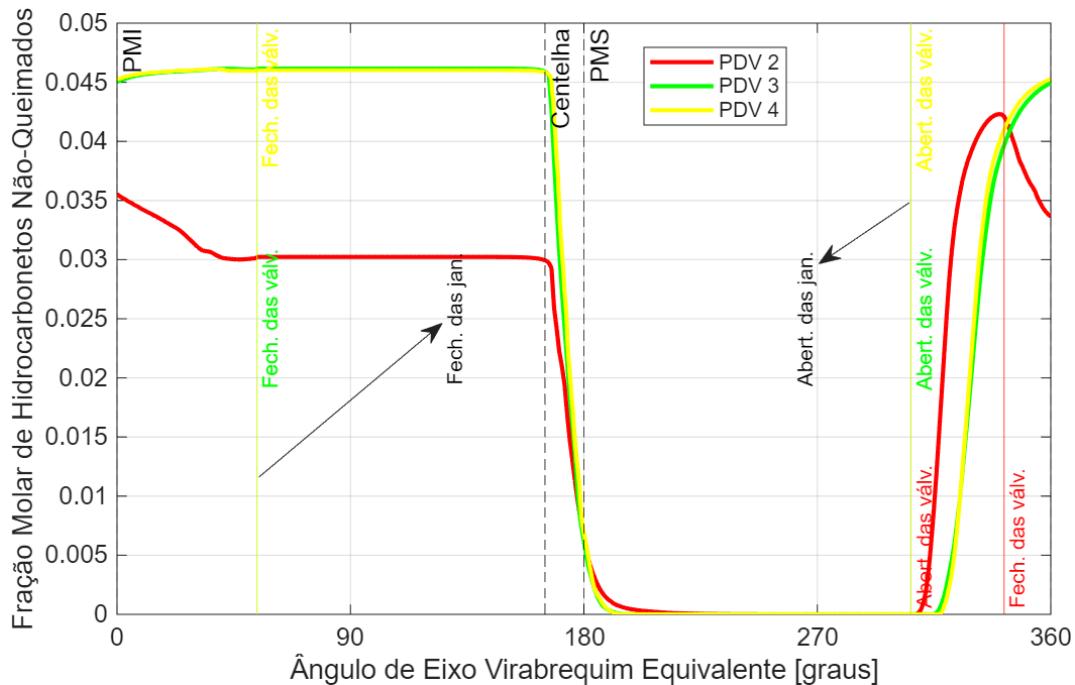


Figura 49 - Temperatura no interior do cilindro nas simulações com do estudo de caso 2 os perfis de deslocamento de válvulas 2, 3 e 4

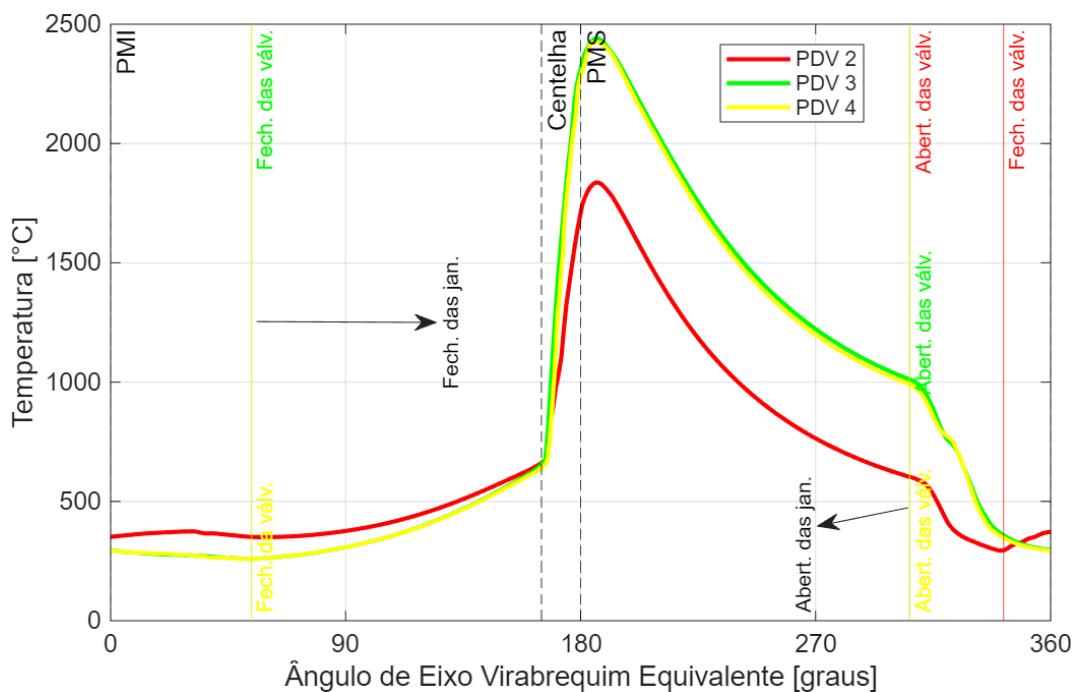
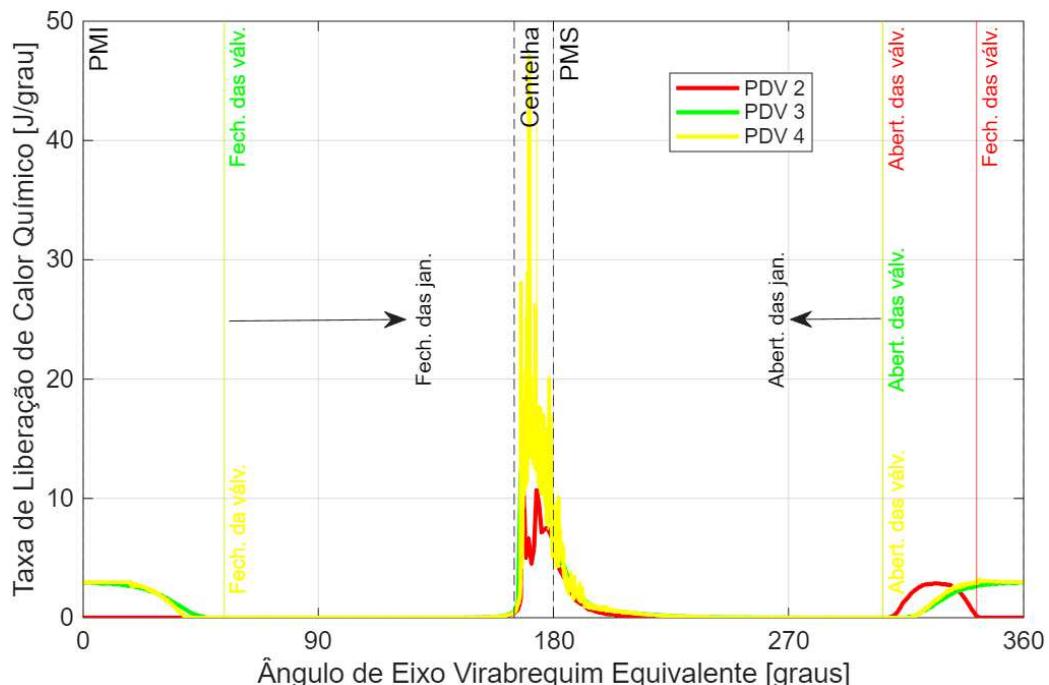


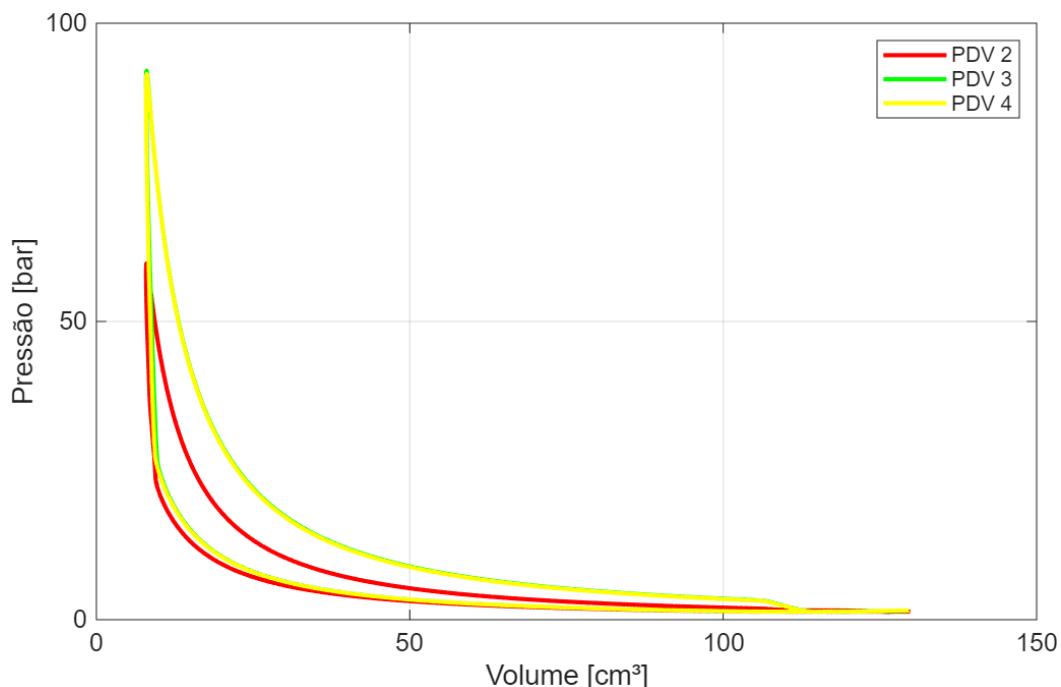
Figura 50 - Taxa de liberação de calor químico nas simulações do estudo de caso 2 com os perfis de deslocamento de válvulas 2, 3 e 4



#### 4.2.5 Diagramas P-V

Os diagramas P-V relativos às simulações do estudo de caso 2, para quando se fez uso dos perfis de deslocamento de válvulas das Figuras 39, 41 e 42 podem ser vistos na Figura 51. O uso do perfil da Figura 39 está associado ao diagrama P-V de menor área líquida, esta configuração é, portanto, a que produz a menor quantidade de trabalho bruto indicado por ciclo dentre todas as configurações testadas no estudo de caso 2. O trabalho bruto indicado por ciclo para essa configuração foi de 61 J. Devido a este valor, de trabalho bruto indicado por ciclo, bastante reduzido, tal configuração foi abandonada.

Figura 51 - Diagramas P-V nas simulações do estudo de caso 2 com os perfis de deslocamento de válvulas 2, 3 e 4



Ao se empregar os perfis de deslocamento de válvulas das Figuras 41 e 42, o trabalho bruto indicado por ciclo, foi de 120 J. Isso significa dizer que do ponto de vista da produção de trabalho não existe nenhum benefício associado ao uso do perfil da Figura 42 em detrimento do perfil da Figura 41. Essas duas últimas configurações, que empregam os perfis das Figuras 41 e 42, são, então, as mais promissoras, ao se fazer a admissão de mistura ar-combustível em condições de estequiometria através das válvulas.

Os valores de trabalho bruto indicado por ciclo associados ao uso de cada perfil de deslocamento de válvulas foram determinados por meio do cálculo da área líquida dos diagramas P-V, da Figura 51, através da função *trapz* do software *MATLAB®*. Além disso, é importante mencionar que a integração das curvas da Figura 50 fornece o calor químico liberado por ciclo para cada uma das configurações. A Tabela 10 mostra, para as configurações do estudo de caso 2 tidas como as mais promissoras, o valor associado aos principais parâmetros operacionais do motor. Dentre estes encontram-se o valor de calor químico liberado por ciclo, calculado para cada configuração por meio da integração das respectivas curvas da Figura 50, através da função *trapz* do software *MATLAB®*, e a eficiência térmica, calculada por meio da Eq. (2.8).

Tabela 10 - Principais parâmetros operacionais do motor nas simulações do estudo de caso 2 associados ao uso dos perfis de deslocamento de válvulas 3 e 4

Simulação/ Parâmetro	Trabalho bruto indicado por ciclo (J)	Calor químico liberado por ciclo (J)	Eficiência térmica (%)	Pressão máxima (bar)	Temperatura máxima (°C)
PDV 3	120	423	28,37	92,07	2441,19
PDV 4	120	432	27,70	91,54	2425,06

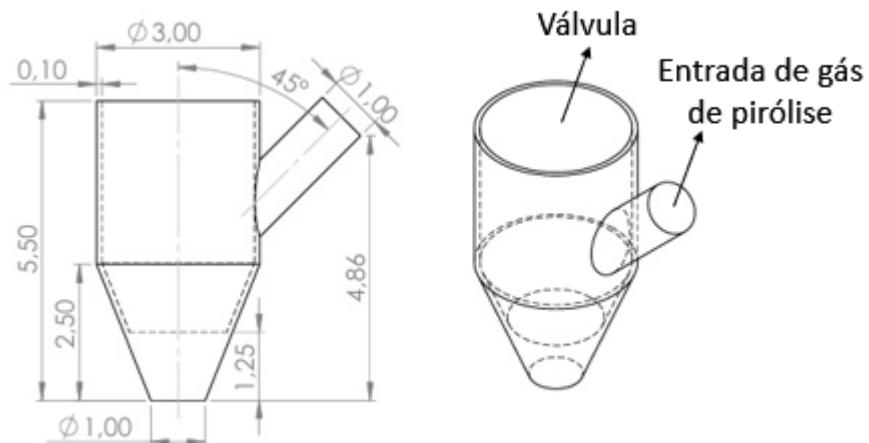
#### 4.3 Estudo de caso 3: injeção direta de gás de pirólise

No intuito de se tirar proveito da autoignição do  $C_3H_6$  e dos demais hidrocarbonetos do gás de pirólise, identificada no estudo de caso 1 e, posteriormente, do  $C_3H_6$ , no estudo de caso 2, procurou-se realizar o estudo de caso 3, no qual utilizou-se injeção direta de gás de pirólise no interior da câmara de combustão. Assim, no estudo de caso 3, variou-se, principalmente, a pressão de injeção de gás de pirólise através do bico injetor com o objetivo de determinar a influência deste parâmetro sobre os demais. Pressões de injeção de 14, 11, 10, 9, 8, 7 e 6 bar foram testadas. Estes valores de pressão de injeção de gás de pirólise foram escolhidos com base nos trabalhos de Hagos, Aziz e Sulaiman (2016) e Bartolucci *et al.* (2016), que utilizaram valores de pressão de injeção semelhantes.

É de grande importância ressaltar que o motor projetado por Rigobello (2020), originalmente, não apresentava bico injetor. Além disso, o software *Ansys Forte®* só é capaz realizar simulações de motores com injeção direta de combustíveis líquidos através de modelos de sprays que permitem, e necessitam, a especificação de parâmetros associados ao combustível e ao tipo de bico injetor utilizado. Devido a essa limitação, para fins de simulação com injeção direta de gás de pirólise, realizou-se um furo de 1 mm de diâmetro no centro do cabeçote do motor, previamente apresentado na Figura 27, e um bico injetor genérico, que pode ser visto na Figura 52, foi modelado no intuito de permitir a passagem do gás de pirólise pelo furo de maneira controlada. Esse controle se dá por meio de uma válvula, que pode ser vista, também, na Figura 52, cujo movimento precisa ser descrito por meio de um perfil de deslocamento semelhante aos perfis de deslocamento de válvulas previamente apresentados nas Figuras 29, 39, 41 e 42. A entrada de gás de pirólise também foi

indicada na Figura 52. As cotas apresentadas na Figura 52 encontram-se em milímetros.

Figura 52 - Bico injetor utilizado no estudo de caso 3



Ademais, no estudo de caso 3, em todas as simulações realizadas, a liberação da centelha se dá num ângulo de eixo virabrequim equivalente adiantado 15º em relação ao PMS. A duração da centelha, em todas as simulações do estudo de caso 3, é, também, de 10º.

#### 4.3.1 Modificações no movimento das válvulas

Para as simulações com injeção direta de gás de pirólise, do estudo de caso 3, o perfil de deslocamento de válvulas da Figura 29 foi utilizado em praticamente todos os casos. O uso desse perfil é problemático apenas ao se fazer a admissão de mistura ar-combustível por meio das válvulas, pois produz fluxo mássico reverso através destas, conforme ficou demonstrado com a realização do estudo de caso 2. Porém, o uso desse perfil para configurações nas quais as válvulas são responsáveis pela exaustão de gases queimados é benéfico, pois, conforme mostrado por Rigobello (2020), os tempos de abertura e fechamento das válvulas empregados nesse perfil promovem uma lavagem eficiente do cilindro do motor.

Apenas em uma simulação, com injeção direta de gás de pirólise a uma pressão de injeção de 8 bar, um perfil de deslocamento de válvulas diferente foi utilizado. Esse perfil, que pode ser visto na Figura 53, foi testado pois no perfil apresentado pela

Figura 29 as válvulas se mantêm abertas mesmo depois do pistão atingir o ponto morto inferior. Portanto, buscou-se fazer com que quando o pistão estivesse nessa posição, as válvulas já estivessem completamente fechadas de modo a aumentar a razão de compressão efetiva. A abertura das válvulas, nesse perfil, foi sincronizada com a abertura das janelas. Dessa forma, conforme mostrado na Figura 54, no perfil de deslocamento de válvulas da Figura 53, o movimento de abertura das válvulas se inicia quando o pistão está prestes a promover a abertura das janelas do cilindro, num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a  $306^\circ$ . A abertura máxima das válvulas se dá antes da abertura máxima das janelas, num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a  $333^\circ$ . O fechamento completo das válvulas é, então, atingido para quando o pistão está exatamente no PMI, num ângulo de eixo virabrequim equivalente de  $360^\circ$ .

Figura 53 - Perfil de deslocamento de válvulas 5

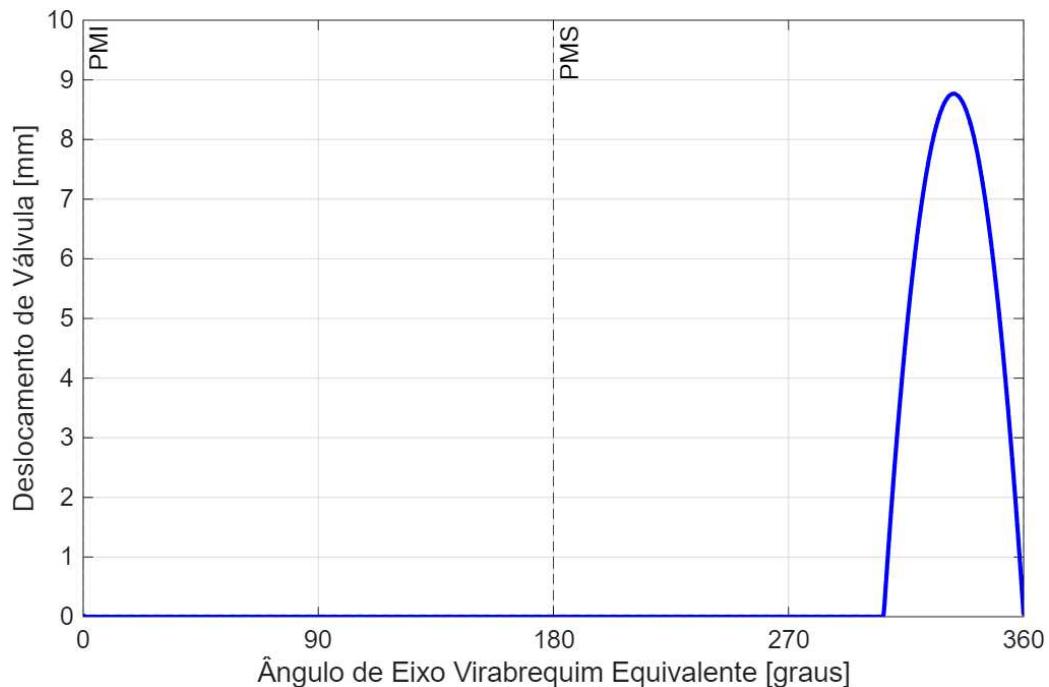
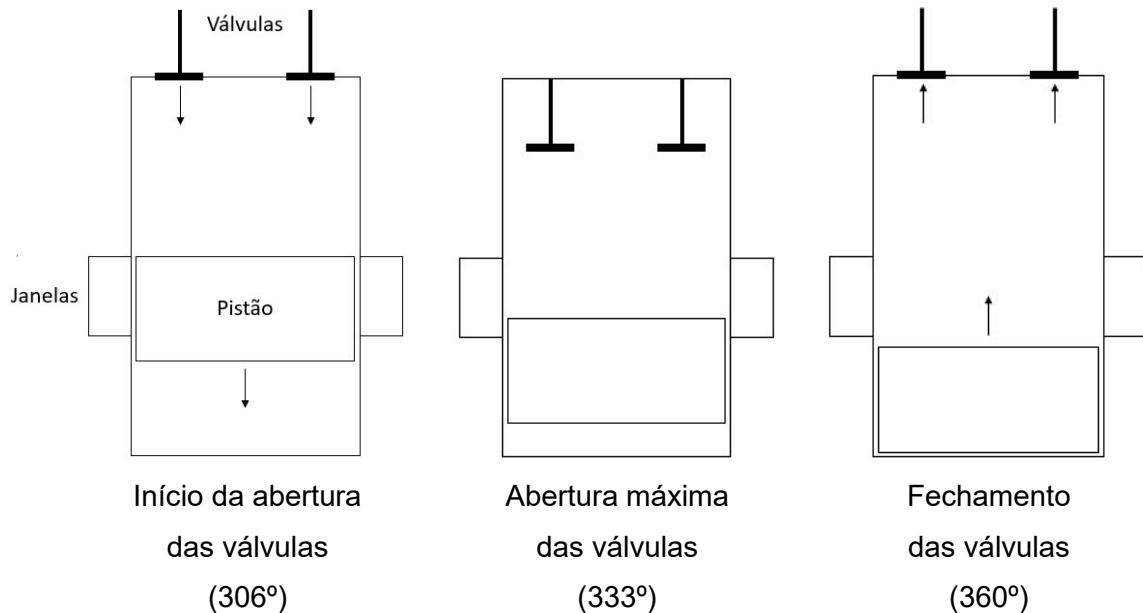


Figura 54 - Relação entre o perfil de deslocamento de válvulas 5 e a abertura das janelas e a posição do pistão



#### 4.3.2 Movimento de abertura do bico injetor e pressão de injeção

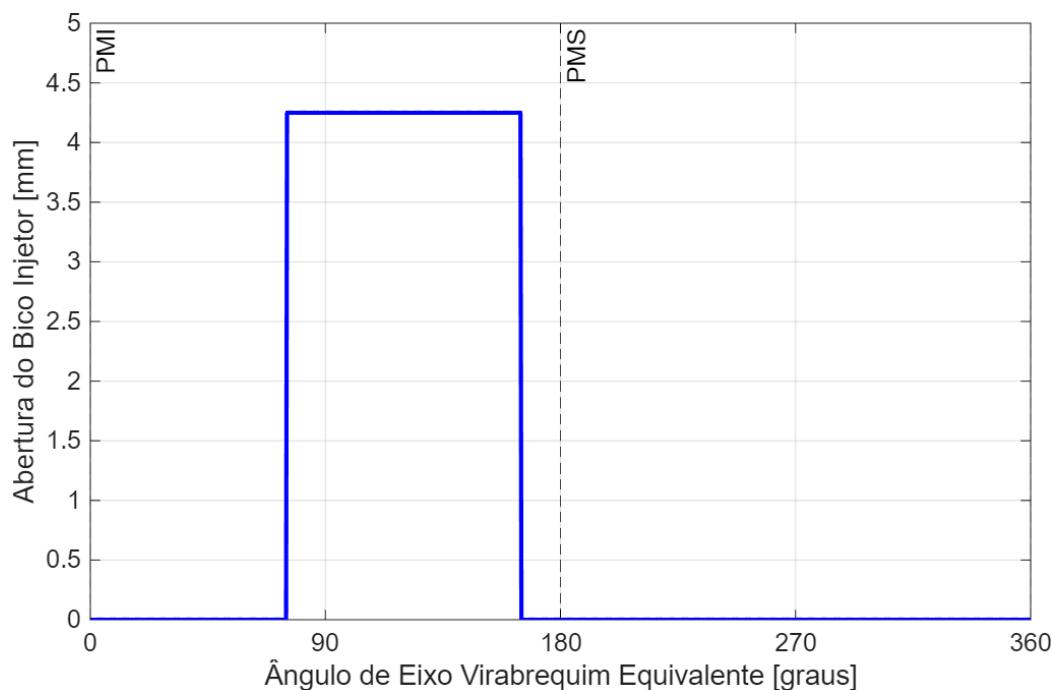
Conforme pode ser visto na Figura 52, o movimento de abertura e fechamento do bico injetor é controlado por meio de uma válvula. De maneira similar ao que foi feito para às válvulas no cabeçote do motor, é necessário fornecer ao *software* o perfil de deslocamento da válvula do bico injetor, o qual será referido daqui em diante como perfil de abertura do bico injetor.

Além disso, no estudo de caso 3, de acordo com o que foi dito anteriormente, buscou-se verificar a influência da variação da pressão de injeção de gás de pirólise, isto é, a pressão na entrada do bico injetor, sobre os demais parâmetros operacionais do motor. Nesse sentido, a depender da pressão de injeção utilizada, ajustes no perfil de abertura do bico injetor foram requeridos. Estes ajustes estão relacionados com fluxo mássico reverso através da entrada do bico injetor. Isso fez com que, semelhantemente ao que foi feito no estudo de caso 2, para os perfis de deslocamento de válvulas, mais de um perfil de abertura do bico injetor fosse empregado ao longo das simulações.

Num primeiro momento, o perfil de abertura do bico injetor apresentado na Figura 55 foi utilizado. Para este perfil, a válvula do bico injetor se abre num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a  $75^\circ$ , a abertura então permanece durante  $90^\circ$

e, finalmente, num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 165º, a válvula do bico injetor se fecha. O tempo total de abertura foi retirado do trabalho de Hagos, Aziz e Sulaiman (2016), que estudaram os efeitos promovidos pela mudança do tempo de injeção de gás de síntese sobre os parâmetros operacionais de um motor de ignição por centelha. O ângulo de fechamento do bico injetor, igual a 165º, foi escolhido de modo a permitir que o final da injeção coincidisse com a liberação da centelha. A abertura máxima da válvula do bico injetor é de 4,25 mm.

Figura 55 - Perfil de abertura do bico injetor 1



Verificou-se, porém, nas primeiras simulações com pressões de injeção de 14, 11 e 10 bar, que o fechamento do bico injetor num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 165º resulta em fluxo mássico reverso através da entrada do bico injetor. Por causa disso, o perfil da Figura 55 precisou ser ajustado. Tal ajuste consistiu em adiantar o fechamento do bico injetor, de modo a eliminar o fluxo mássico reverso, o que deu origem aos perfis de abertura do bico injetor apresentados pelas Figuras 56, com fechamento do bico num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 124º, e 57, com fechamento do bico num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 119º. O perfil da Figura 56 foi, então, empregado numa nova simulação com pressão de injeção de 14 bar e, de maneira análoga, o perfil da Figura 57 foi utilizado numa nova simulação com pressão de injeção de 10 bar. Em todos esses casos, no entanto, o

início da abertura e a abertura máxima do bico permaneceram sem alterações. O perfil da Figura 57 também foi utilizado nas demais simulações com pressões de injeção inferiores a 10 bar.

Figura 56 - Perfil de abertura do bico injetor 2

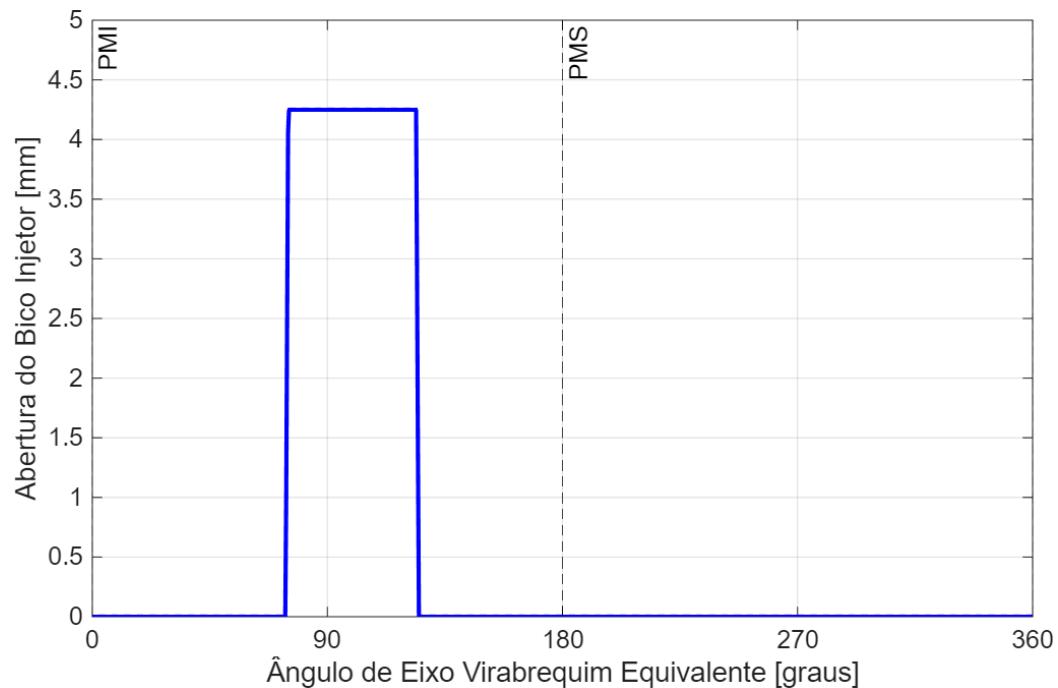
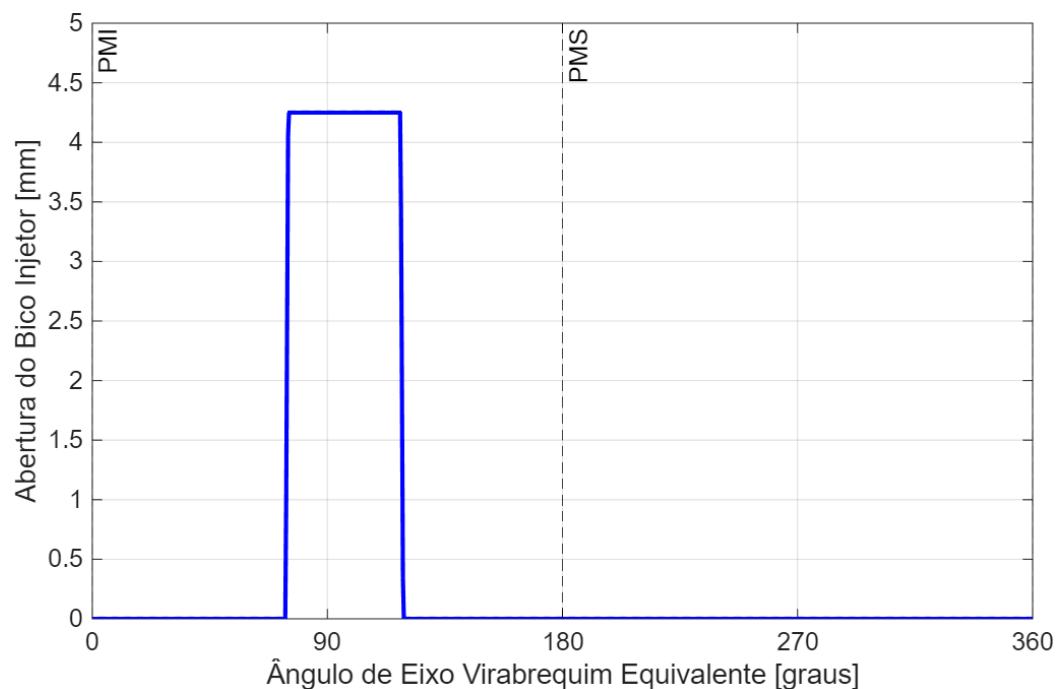


Figura 57 - Perfil de abertura do bico injetor 3



### 4.3.3 Modificações nas condições de contorno e nas condições iniciais

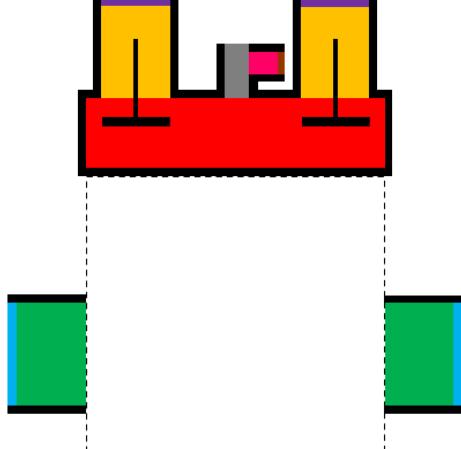
As simulações envolvendo injeção direta de combustível, do estudo de caso 3, possuem condições de contorno adicionais em relação às demais, dos estudos de casos anteriores, devido à presença do bico injetor. Dessa forma, às paredes do bico injetor atribuiu-se, como condição de contorno, uma temperatura fixa de 75 °C. Além disso, nas simulações do estudo de caso 3, ar puro, constituído de 21% de oxigênio ( $O_2$ ) e 79% de nitrogênio ( $N_2$ ), é admitido pelas janelas e só posteriormente o combustível é injetado no interior da câmara de combustão através do bico injetor. Ademais, condições de contorno de temperatura, pressão, energia cinética turbulenta, escala de comprimento turbulento e composição química precisam ser fornecidas à região do bico que corresponde à entrada de gás de pirólise puro.

Conforme exposto anteriormente, o objetivo do estudo de caso 3 é determinar a influência da pressão de injeção sobre os demais parâmetros operacionais do motor linear. Dessa forma, os seguintes valores de pressão referentes à entrada do bico injetor foram testados: 14, 11, 10, 9, 8, 7 e 6 bar. Ademais, especificou-se que o gás de pirólise puro na entrada do bico injetor possuía, em todos os casos simulados, temperatura de 25 °C e composição química descrita pela Tabela 6. A energia cinética turbulenta e a escala de comprimento turbulento na região de entrada de combustível do bico injetor foram especificadas em  $5845 \text{ cm}^2/\text{s}^2$  e 0,07 mm para todos os casos, respectivamente. Este último valor, referente à escala de comprimento turbulento, foi calculado por meio da Eq. (3.2) levando em conta que o diâmetro da entrada de gás de pirólise do bico injetor é de 1 mm, conforme mostrado pela Figura 52. As demais condições de contorno empregadas nas simulações do estudo de caso 3 podem ser vistas na Figura 58.

De maneira análoga ao que foi descrito para as condições de contorno empregadas no estudo de caso 3, as condições iniciais referentes à entrada de gás de pirólise do bico injetor também precisaram ser fornecidas. Nesse sentido, esta região foi inicializada com valores de pressão iguais a: 14, 11, 10, 9, 8, 7 e 6 bar. Dessa forma, os valores de pressão inicial na região de entrada do bico injetor coincidem, sempre, com os valores de pressão aplicados nesta mesma região como condição de contorno. A temperatura inicial, para todos esses casos, nessa região, foi especificada com um valor de 25 °C. Além disso, a energia cinética turbulenta e a escala de comprimento turbulento, iniciais, foram especificadas, em todos os casos,

com valores de  $5845 \text{ cm}^2/\text{s}^2$  e 0,07 mm, respectivamente. A Figura 58 mostra as demais condições iniciais empregadas.

Figura 58 - Condições de contorno e iniciais empregadas no estudo de caso 3



Condições de contorno						
Cor	Região	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Energia cinética turbulenta (cm²/s²)	Escala de comprimento turbulenta (mm)	Composição química
	Paredes	75	-	-	-	-
	Válvula do bico injetor	75	-	-	-	-
	Entrada do bico injetor	25	6 a 14*	5845	0,07	Tabela 6
	Janelas	25	2,025	5845	0,89	Ar puro
	Saídas	-	1,35	5845	0,66	-
Condições iniciais						
Cor	Região	Temperatura (°C)	Pressão (bar)	Energia cinética turbulenta (cm²/s²)	Escala de comprimento turbulenta (mm)	Composição química
	Entrada do bico injetor	25	6 a 14**	5845	0,07	Tabela 6
	Interior do cilindro***	1747	100	5845	1,87	Tabela 8
	Janelas	25	2,025	5845	0,89	Ar puro
	Saídas	-	1,35	5845	0,66	-

\*Este valor corresponde à pressão de injeção de gás de pirólise e foi variada de acordo com cada caso simulado, valores de 6, 8, 9, 10, 11 e 14 bar foram testados.

\*\*A região de entrada do bico injetor foi inicializada com os mesmos valores de pressão prescritos como condição de contorno para a mesma região.

\*\*\*Região inicializada também com um movimento de swirl ( $\alpha = 3,11$ )

#### 4.3.4 Fluxo mássico reverso

Os resultados obtidos no estudo de caso 3 serão apresentados em termos da pressão de injeção de gás de pirólise e do perfil de abertura do bico injetor empregado. Dessa forma, nas legendas das figuras apresentadas daqui em diante, as pressões de injeção são indicadas juntamente com os termos PAB 1, PAB 2, e PAB 3, que se referem aos perfis de abertura do bico injetor (PAB) apresentados nas Figuras 55, 56 e 57, respectivamente. A exceção se dá apenas em uma das simulações com pressão de injeção de 8 bar, onde o perfil de deslocamento de válvulas foi modificado. Nesta simulação em específico, o perfil de abertura do bico correspondente à Figura 57 foi utilizado e o termo PDV 5, presente nas legendas das figuras apresentadas daqui para frente, se refere ao perfil de deslocamento de válvulas (PDV) da Figura 53.

Conforme indicado pela Figura 59, nas simulações com injeção direta de gás de pirólise foi verificado fluxo mássico reverso através do bico injetor ao se empregar o perfil de abertura do bico da Figura 55 e pressões de injeção de 14, 11 e 10 bar. Nestes casos, o fluxo mássico reverso, ocorre porque a pressão no interior do cilindro torna-se maior do que a pressão de injeção enquanto o bico injetor ainda se encontra aberto. A Figura 59 mostra que, para uma pressão de injeção de 14 bar, o fluxo mássico reverso se inicia num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 124°, para uma pressão de 11 bar, este se inicia num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 122°, e para uma pressão de injeção de 10 bar, o fluxo mássico reverso se dá num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 119°. A Figura 60, indica que, nos ângulos de eixo virabrequim equivalentes de 119°, 122° e 124°, os valores de pressão no interior do cilindro são iguais a, aproximadamente, 10,35, 11,46 e 15,17 bar, respectivamente.

O uso de uma pressão de injeção superior a 14 bar é indesejado, pois, conforme mostrado na Figura 60, para esta pressão de injeção, o valor de pico de pressão no interior do cilindro se dá antes do PMS, o que conduz a valores elevados de trabalho negativo. Os perfis de abertura do bico das Figuras 56 e 57 foram empregados de modo a mitigar o fluxo mássico reverso através do bico.

Figura 59 - Fluxo mássico reverso através do bico injetor nas simulações do estudo de caso 3

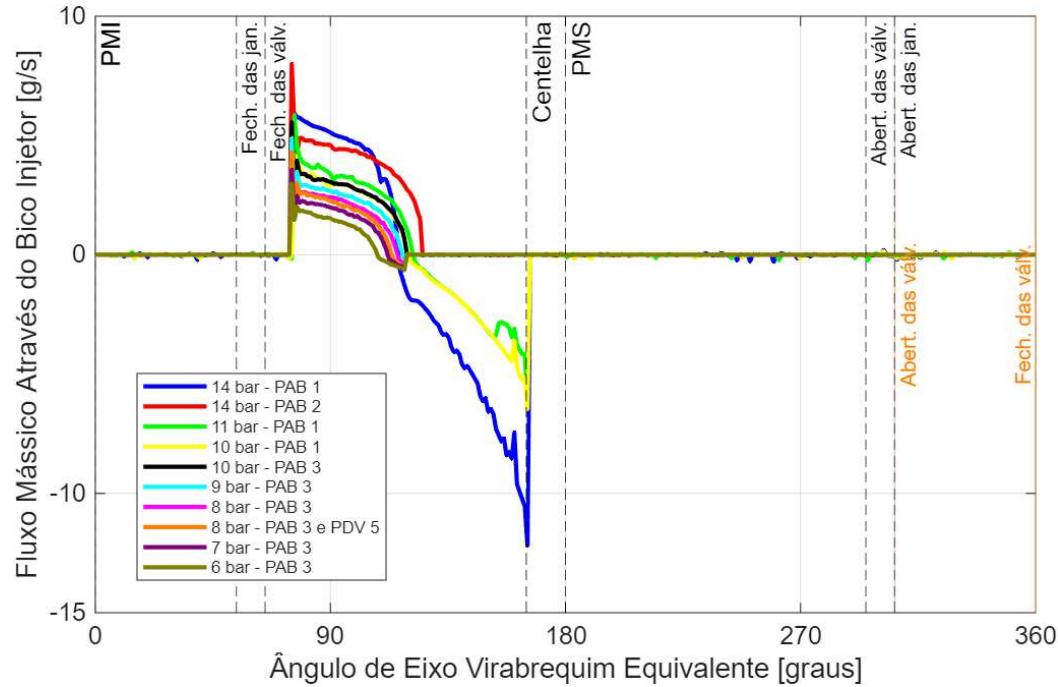
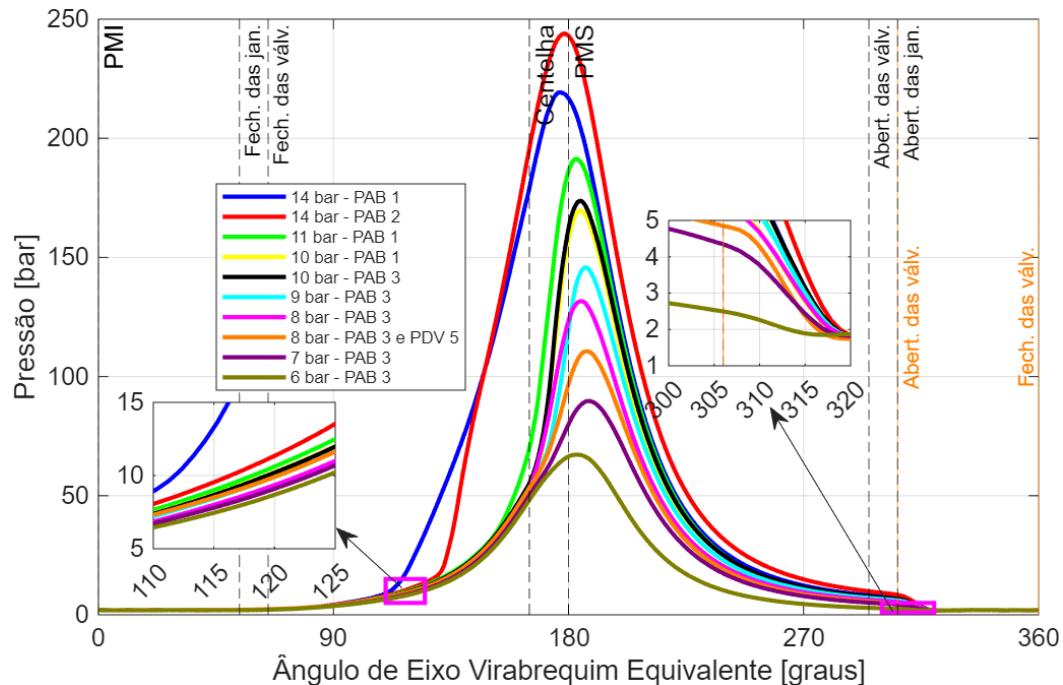


Figura 60 - Pressão no interior do cilindro nas simulações do estudo de caso 3

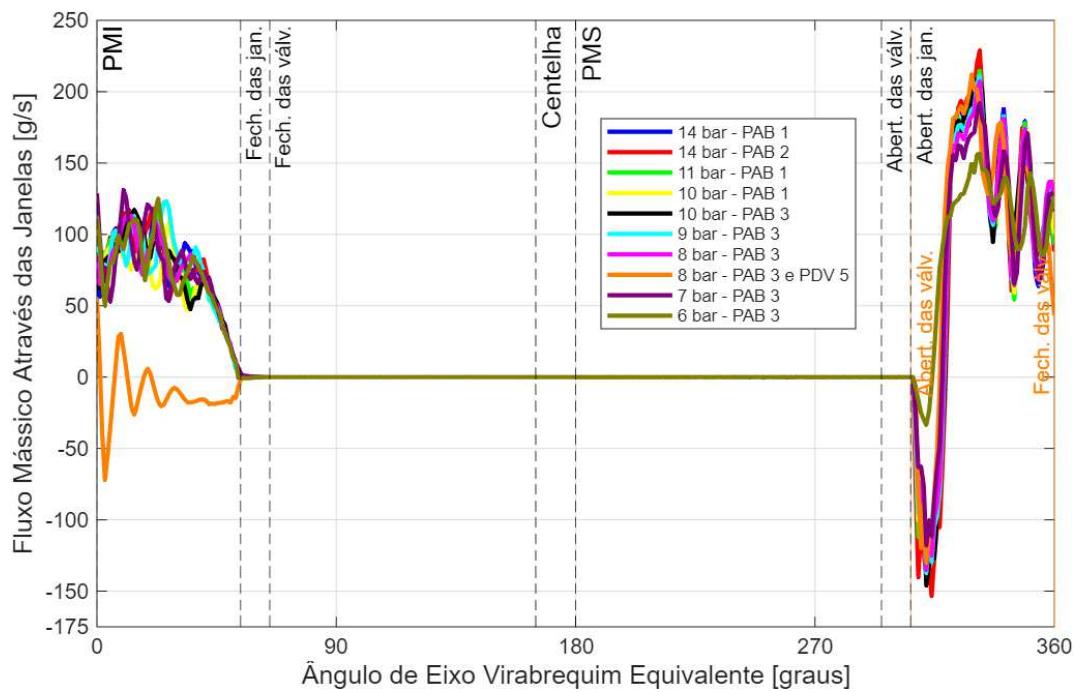


As configurações que apresentaram fluxo mássico reverso através do bico injetor foram abandonadas, pois este é altamente indesejável. A configuração com pressão de injeção de 14 bar e com perfil de abertura do bico da Figura 56, apesar de

não apresentar fluxo mássico reverso através do bico, foi abandonada devido a ocorrência do valor de pico de pressão no interior do cilindro antes do PMS, o que implica numa quantidade elevada de trabalho negativo.

Além disso, nas simulações do estudo de caso 3, verificou-se, em todas as configurações, a ocorrência de fluxo mássico reverso através das janelas, conforme pode ser visto na Figura 61. O fluxo mássico reverso através das janelas observado no estudo de caso 3, que emprega injeção direta de gás de pirólise, é menos problemático do que o fluxo mássico reverso através das janelas no estudo de caso 1 e através das válvulas no estudo de caso 2, pois corresponde a um fluxo de ar e gases queimados, apenas.

Figura 61 - Fluxo mássico reverso através das válvulas nas simulações do estudo de caso 3



#### 4.3.5 Autoignição

Semelhantemente ao que foi observado nos estudos de casos anteriores, a autoignição do  $C_3H_6$  ocorreu em todos os casos com injeção direta simulados, conforme pode ser visto na Figura 62. As Figuras 60 e 63 mostram que, ao se fazer uso do perfil de abertura do bico da Figura 57, para uma pressão de injeção de 6 bar, a pressão e a temperatura nas quais a autoignição do  $C_3H_6$  se inicia correspondem a

4 bar e 114 °C, respectivamente. Por outro lado, para uma pressão de injeção de 10 bar, a autoignição do  $C_3H_6$  se dá a uma pressão e uma temperatura de 4 bar e 143 °C, respectivamente. Nas demais configurações, com pressões de injeção de 9, 8 e 7 bar, a autoignição do  $C_3H_6$  ocorre para valores de pressão, também, de 4 bar e de temperatura entre 114 e 143 °C.

Figura 62 - Fração molar de  $C_3H_6$  nas simulações do estudo de caso 3 com pressões de injeção de 10, 9, 8, 7 e 6 bar

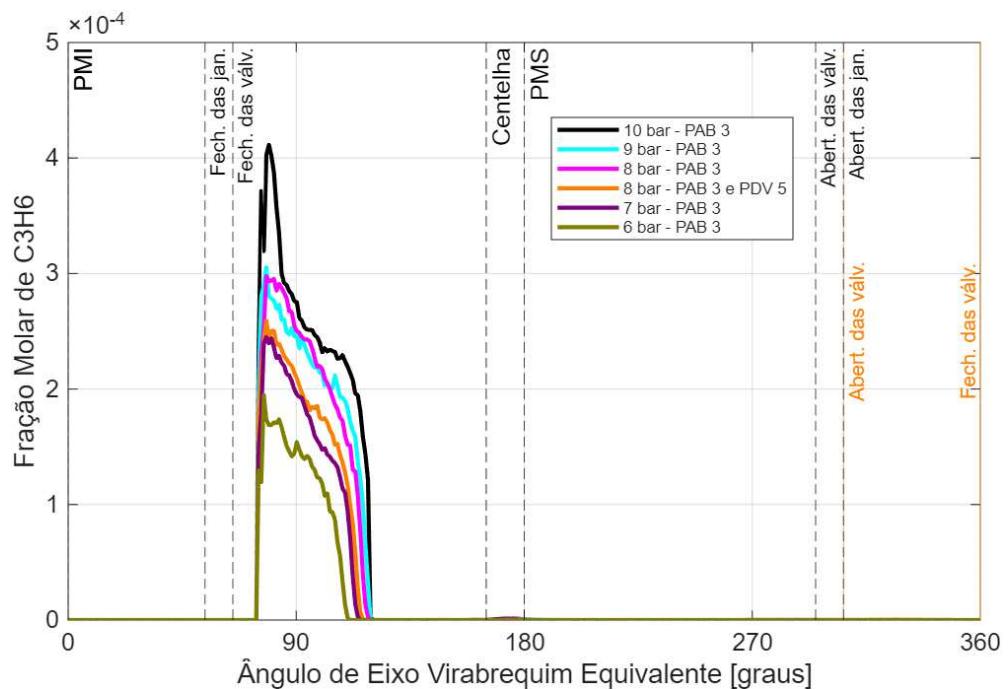
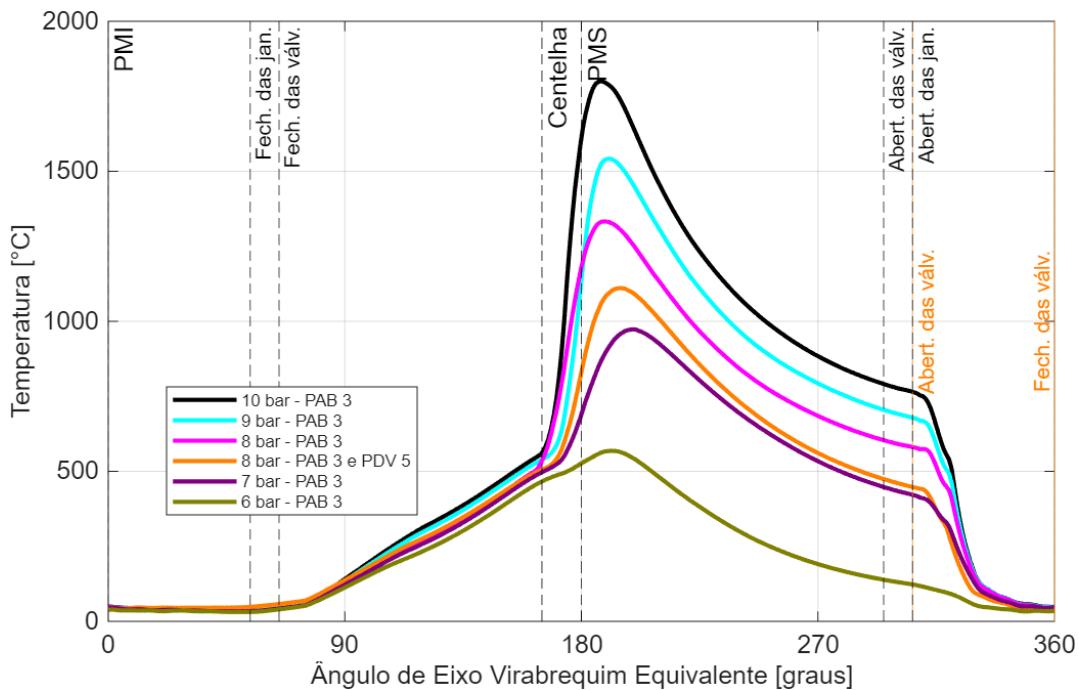
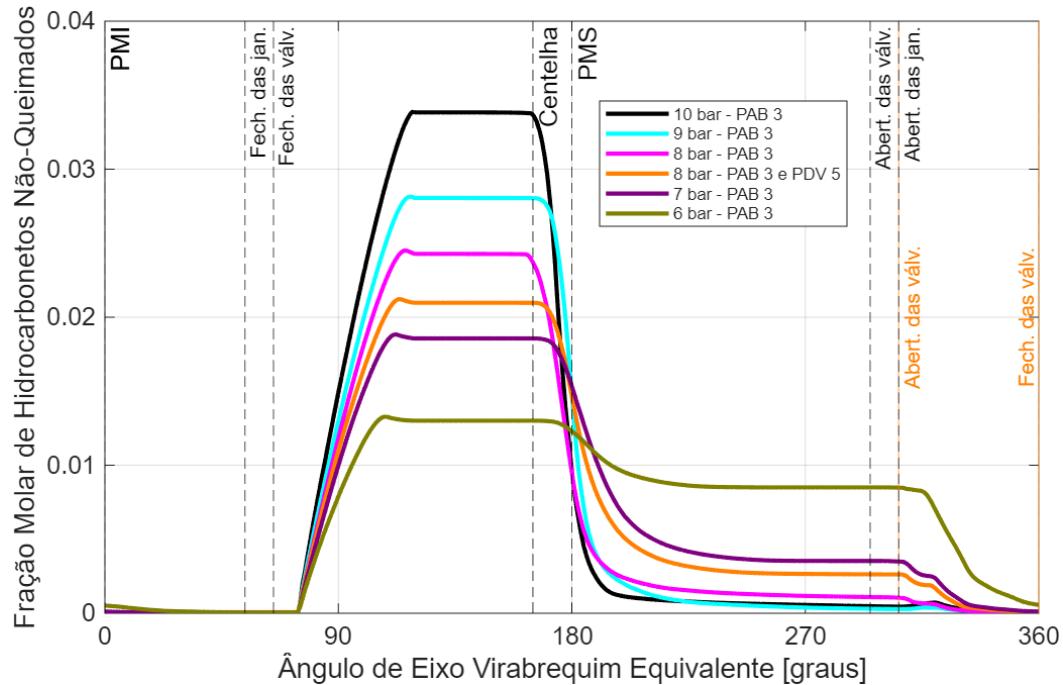


Figura 63 - Temperatura no interior do cilindro nas simulações do estudo de caso 3 com pressões de injeção de 10, 9, 8, 7 e 6 bar



Além disso, a Figura 64 mostra que, para a maioria dos casos testados no estudo de caso 3, os demais hidrocarbonetos do gás de pirólise são inflamados pela centelha, liberada num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 165º, isto é, 15º adiantados em relação ao PMS. Isto fica claro pois a fração molar de hidrocarbonetos não-queimados só começa a diminuir após o centelhamento. As exceções se dão ao se fazer uso de pressões de injeção de 8 e 10 bar, com a autoignição dos demais hidrocarbonetos do gás de pirólise ocorrendo num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 163º para ambos os casos e, portanto, antes da liberação da centelha. Nestes casos a pressão e temperatura nas quais a autoignição dos demais hidrocarbonetos do gás de pirólise ocorre são de, aproximadamente, 47 bar e 503 °C, para uma pressão de injeção de 8 bar, e 50 bar e 545 °C, para uma pressão de injeção de 10 bar. Na simulação com pressão de injeção de 8 bar e perfil de abertura de válvulas da Figura 53, a autoignição dos demais hidrocarbonetos do gás de pirólise, que são inflamados exclusivamente devido a liberação da centelha, é inibida.

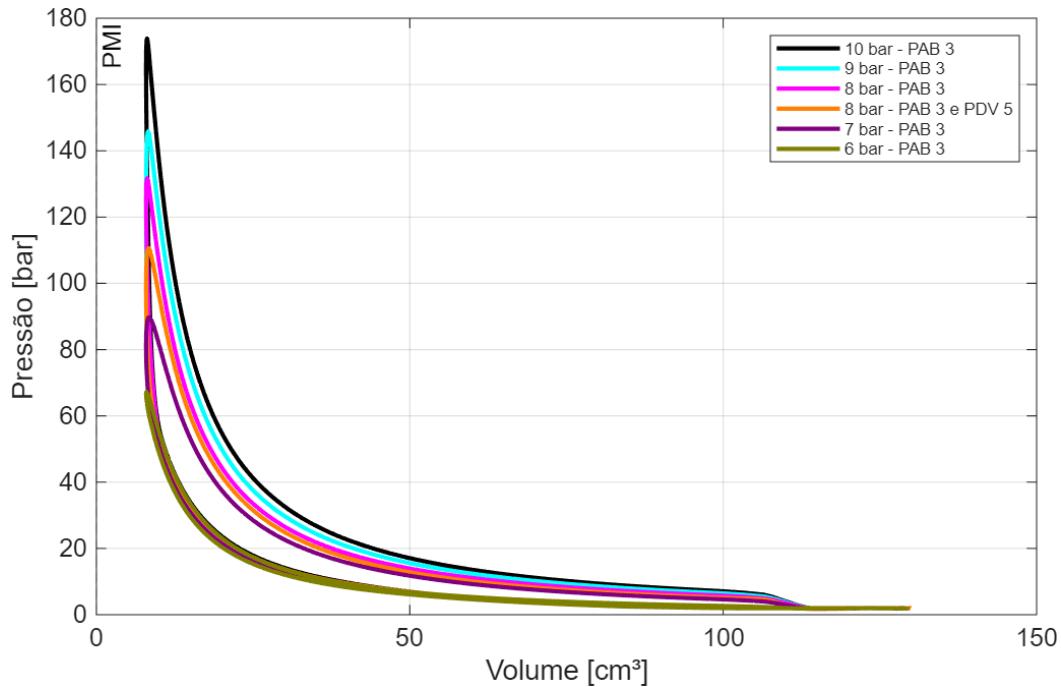
Figura 64 - Fração molar de hidrocarbonetos não-queimados nas simulações do estudo de caso 3 com pressões de injeção de 10, 9, 8, 7 e 6 bar



#### 4.3.6 Diagramas P-V e taxas de liberação de calor químico

Os diagramas P-V associados às simulações, do estudo de caso 3, com pressões de injeção de 10, 9, 8, 7 e 6 bar, podem ser vistos na Figura 65. Pode-se observar que utilizar uma pressão de injeção de 6 bar acarreta numa diminuição substancial da área líquida do diagrama P-V, o que resulta, também, na diminuição de trabalho bruto indicado por ciclo. Nesta pressão de injeção, o trabalho bruto indicado por ciclo é de apenas 4 J. Por essa razão, essa configuração foi abandonada. A área de cada diagrama P-V, que corresponde ao trabalho bruto indicado por ciclo em cada simulação, apresentado na Figura 65, foi calculada por meio da função *trapz* do software MATLAB®.

Figura 65 - Diagramas P-V nas simulações do estudo de caso 3 com pressões de injeção de 10, 9, 8, 7 e 6 bar



Além disso, a Figura 66 mostra as curvas de taxa de liberação de calor químico para as simulações mais promissoras do estudo de caso 3, a integração, realizada por meio da função *trapz* do software *MATLAB®*, destas curvas fornece o calor químico liberado por ciclo associado a cada simulação correspondente. Em posse do trabalho bruto indicado por ciclo e do calor químico liberado por ciclo, pode-se calcular a eficiência térmica, por meio da Eq. (2.8), associada às configurações mais promissoras do estudo de caso 3. Estes valores, de trabalho bruto indicado por ciclo, calor químico liberado por ciclo, eficiência térmica, e outros parâmetros operacionais, associados a cada uma dessas configurações, podem ser vistos na Tabela 11.

Figura 66 - Taxa de liberação de calor químico nas simulações do estudo de caso 3 com pressões de injeção de 10, 9, 8 e 7 bar

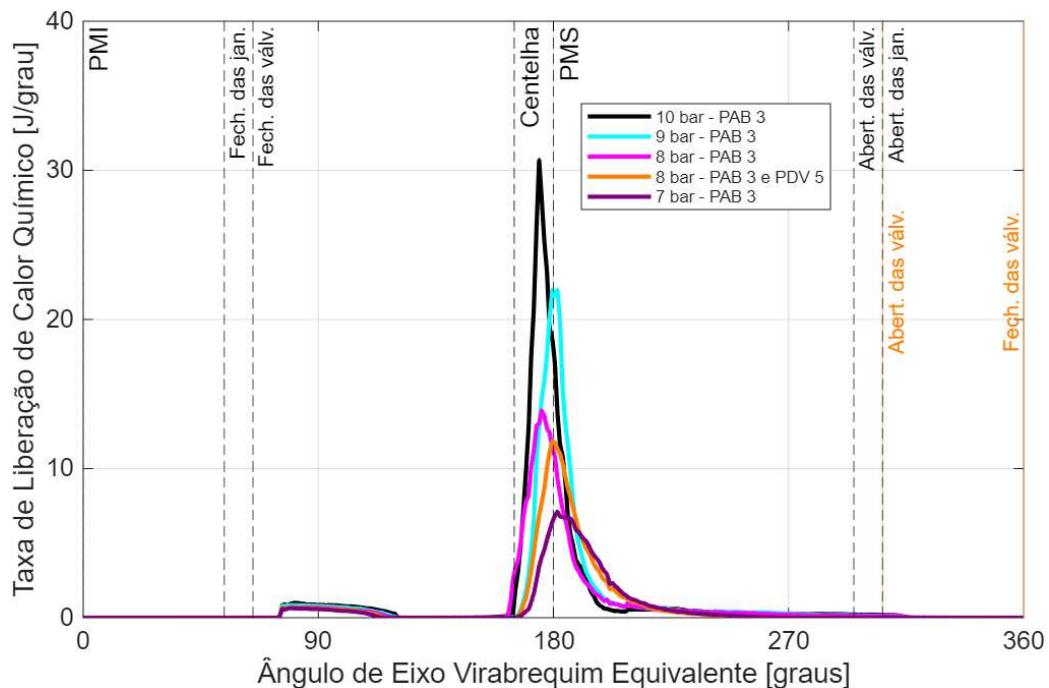


Tabela 11 - Principais parâmetros operacionais do motor nas simulações do estudo de caso 3 associados ao uso de pressões de injeção de 10, 9, 8 e 7 bar

Simulação/ Parâmetro	Trabalho bruto indicado por ciclo (J)	Calor químico liberado por ciclo (J)	Eficiência térmica (%)	Pressão máxima (bar)	Temperatura máxima (°C)
10 bar (PAB 3)	221	429	51,44	173,87	1800,97
9 bar (PAB 3)	184	360	51,06	145,86	1542,19
8 bar (PAB 3)	160	295	54,20	131,67	1333,03
8 bar (PAB 3 e PDV 5)	129	258	49,97	110,63	1110,69
7 bar (PAB 3)	109	203	53,84	89,81	973,24

Observando a Tabela 11, conclui-se que não existe nenhum benefício em utilizar o perfil de deslocamento de válvulas da Figura 53, empregado em uma das simulações com pressão de injeção de 8 bar com o objetivo de atingir-se uma maior razão de compressão efetiva, em detrimento do perfil de deslocamento de válvulas apresentado na Figura 29. Também se conclui que, a melhor configuração, dentre

todas as configurações simuladas, corresponde àquela com injeção direta de gás de pirólise a uma pressão de injeção de 8 bar, perfil de deslocamento de válvulas da Figura 29 e perfil de abertura do bico injetor da Figura 57, apresentando uma eficiência térmica de 54,20%. A razão de equivalência ar-combustível global nesta configuração é igual a 7,49, no entanto, deve-se enfatizar que a queima de combustível, ao se fazer uso de injeção direta, é de natureza estratificada, conforme destacado anteriormente.

É importante destacar que, no presente estudo, os valores de pico de pressão e temperatura, e a eficiência térmica, alcançados com a injeção direta de gás de pirólise no motor linear foram comparados com valores típicos ao se empregar injeção direta de gasolina (GDI, do inglês *Gasoline Direct Injection*) em motores convencionais. Verifica-se, na literatura, que os picos de pressão em motores GDI, de características semelhantes ao motor linear estudado neste trabalho, atingem valores consideravelmente menores, tipicamente inferiores a 40 bar. As pressões de injeção de combustível em sistemas GDI convencionais são substancialmente mais elevadas, situando-se na faixa de 70 a 200 bar, essa diferença se deve, provavelmente, às distintas características da gasolina em comparação com o gás de pirólise. Foi observado que a eficiência térmica máxima alcançada neste trabalho, de 54,20%, é superior aos valores usualmente relatados para motores GDI convencionais, que não ultrapassam 35%. Além disso, para motores GDI, observa-se uma temperatura máxima próxima de 1400 °C, valor que se encontra dentro da faixa reportada neste trabalho.

Mais detalhes a respeito de motores GDI convencionais, e de seus parâmetros operacionais, podem ser encontrados nos trabalhos de Pontoppidan *et al.* (1999), Costa *et al.* (2015), Saw, Karaya e Mallikarjuna (2017), e Zhang *et al.* (2018). Tais trabalhos foram utilizados como referência para obtenção dos resultados, associados aos motores GDI convencionais, discutidos anteriormente.

#### **4.4 Pós-processamento da simulação com configuração mais promissora entre todos os estudos de casos**

Ao todo, foram realizadas vinte simulações multidimensionais do motor, organizadas em três estudos de caso. Em cada simulação, os parâmetros operacionais do motor foram ajustados com o objetivo de se alcançar a maior

eficiência térmica, mas também um valor satisfatório de trabalho bruto indicado por ciclo.

Um pós-processamento da configuração mais promissora foi realizado visando avaliar o processo de lavagem do cilindro do motor nesta configuração. Tal configuração, pertencente ao estudo de caso 3, emprega injeção direta de gás de pirólise a uma pressão de injeção de 8 bar, perfil de deslocamento de válvulas da Figura 29 e, perfil de abertura do bico injetor da Figura 57. Esta configuração resultou numa eficiência térmica de 54,20%, e, também, num valor satisfatório de trabalho bruto indicado por ciclo, correspondente a 160 J. Portanto, procurou-se mostrar, nas Figuras 68, 69 e 70, as frações molares de oxigênio em dois planos de corte para diferentes ângulos de eixo virabrequim equivalentes. Assim, os termos Plano 1 e Plano 2, nas Figuras 68, 69 e 70, se referem, respectivamente, ao plano apresentado pela Figura 31 e ao plano apresentado de maneira esquemática pela Figura 67, localizado exatamente na metade da altura das janelas do motor.

Uma fração molar de oxigênio igual a 0,21 indica regiões completamente preenchidas por ar puro. Valores abaixo destes estão associados a regiões preenchidas com gases queimados, gás de pirólise puro ou formação de mistura ar-combustível. Conforme pode ser observado nas Figuras 68, 69 e 70, a lavagem do cilindro se dá de maneira praticamente perfeita. Num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 360°, na Figura 70, todo o volume do cilindro encontra-se preenchido com ar puro. Além disso, observando a Figura 69, num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 316°, é possível constatar que existe fluxo mássico reverso de gases queimados através das janelas, pois estas já se encontram abertas. Os gases queimados que escapam pelas janelas, no entanto, retornam para o interior do cilindro num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 322°, conforme indicado pela Figura 70.

Figura 67 - Posição do plano de pós-processamento 2

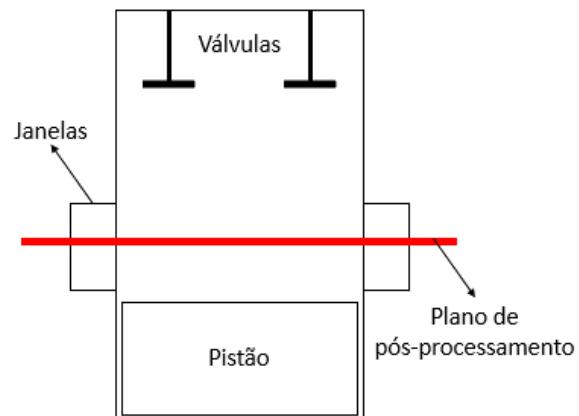


Figura 68 - Distribuição espacial da fração molar de oxigênio para a simulação correspondente à configuração mais promissora nos planos 1 e 2 nos ângulos de eixo virabrequim equivalentes a  $0^\circ$ ,  $94^\circ$  e  $180^\circ$

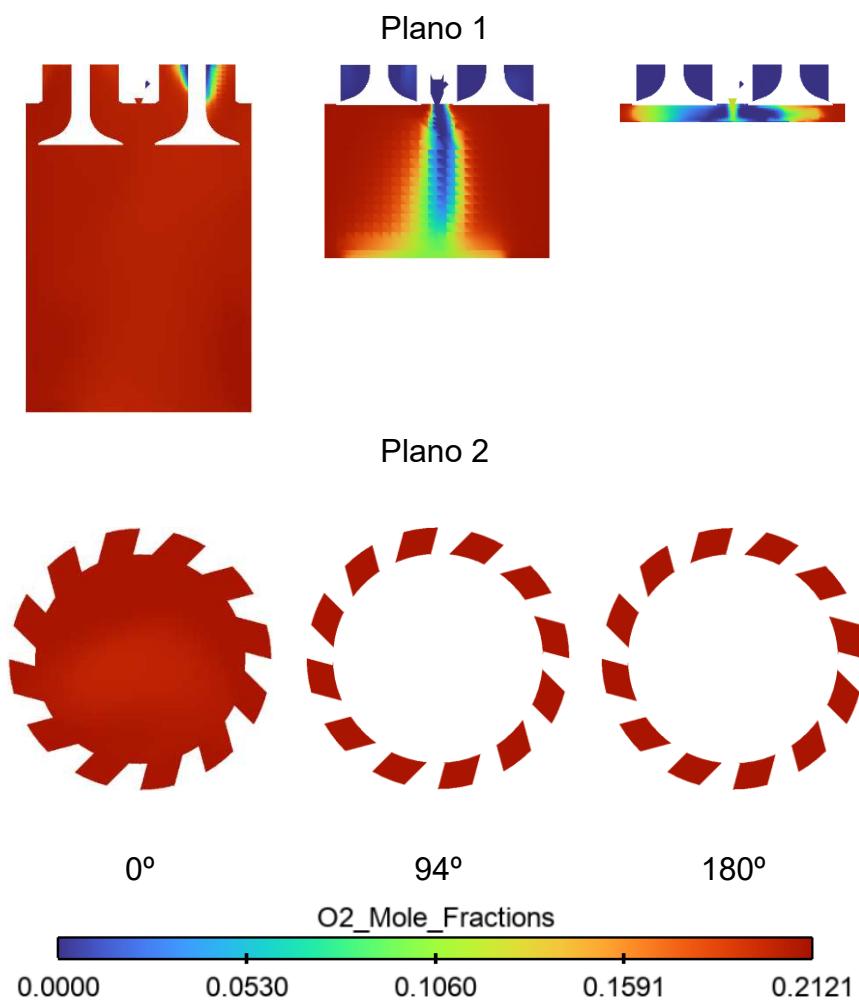


Figura 69 - Distribuição espacial da fração molar de oxigênio para a simulação correspondente à configuração mais promissora nos planos 1 e 2 nos ângulos de eixo virabrequim equivalentes a 280°, 306° e 316°

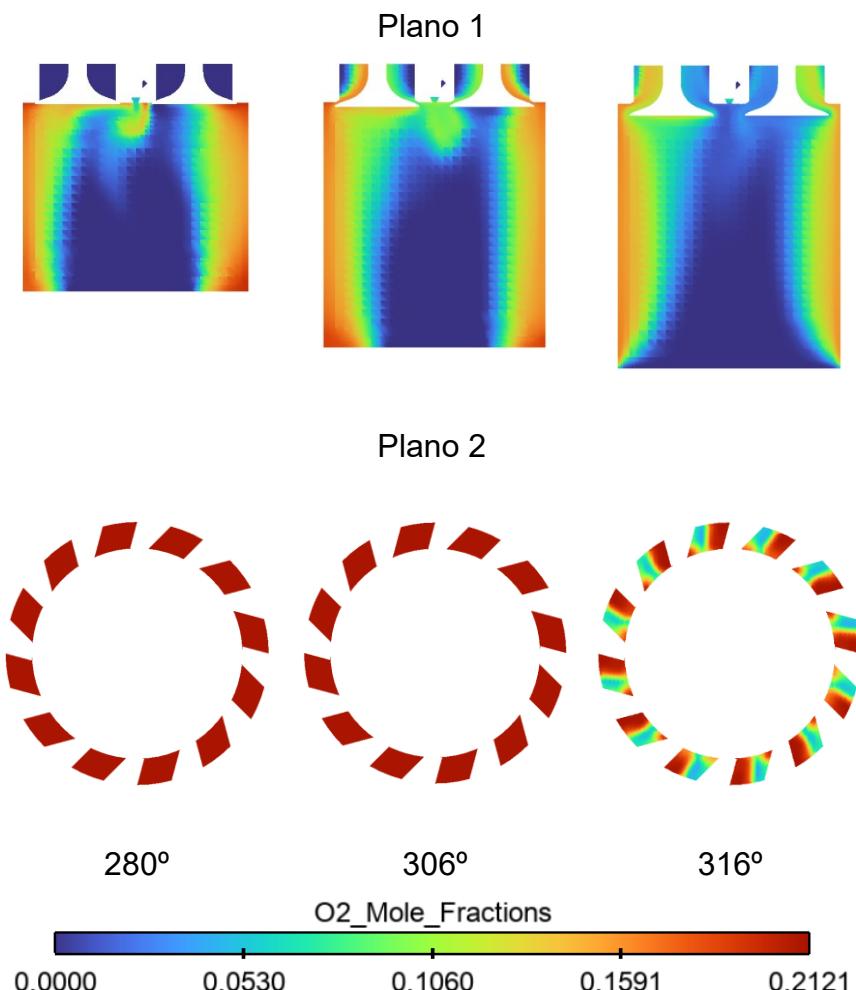
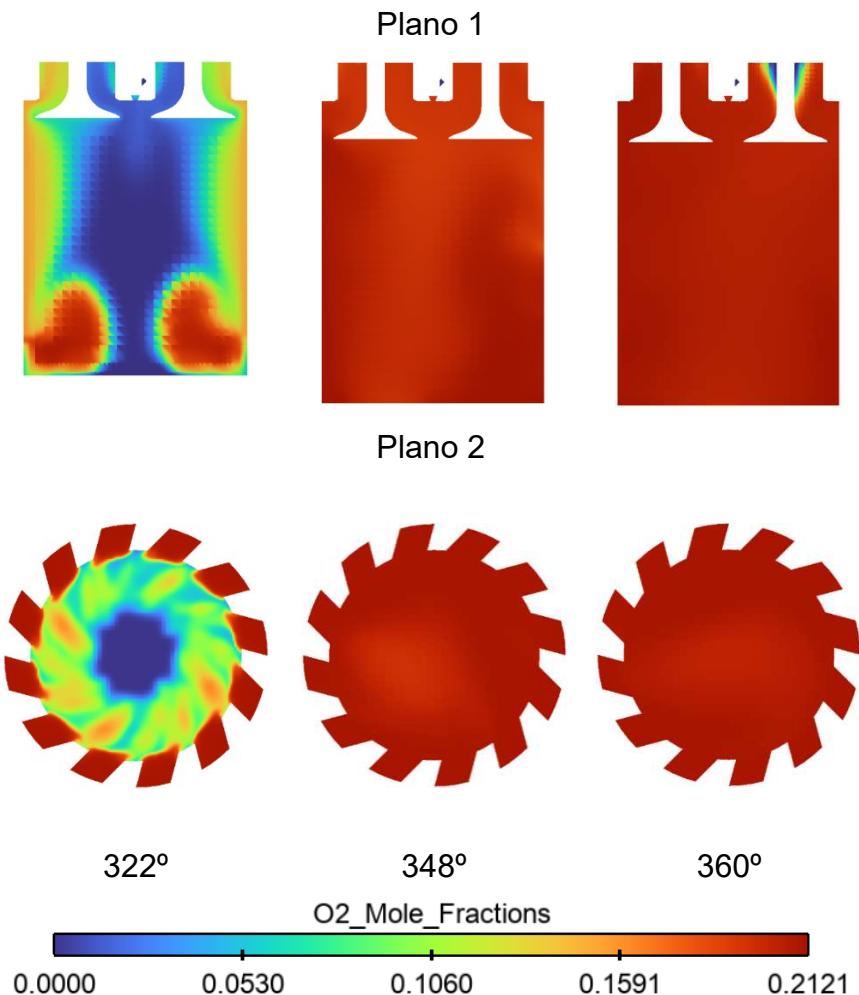


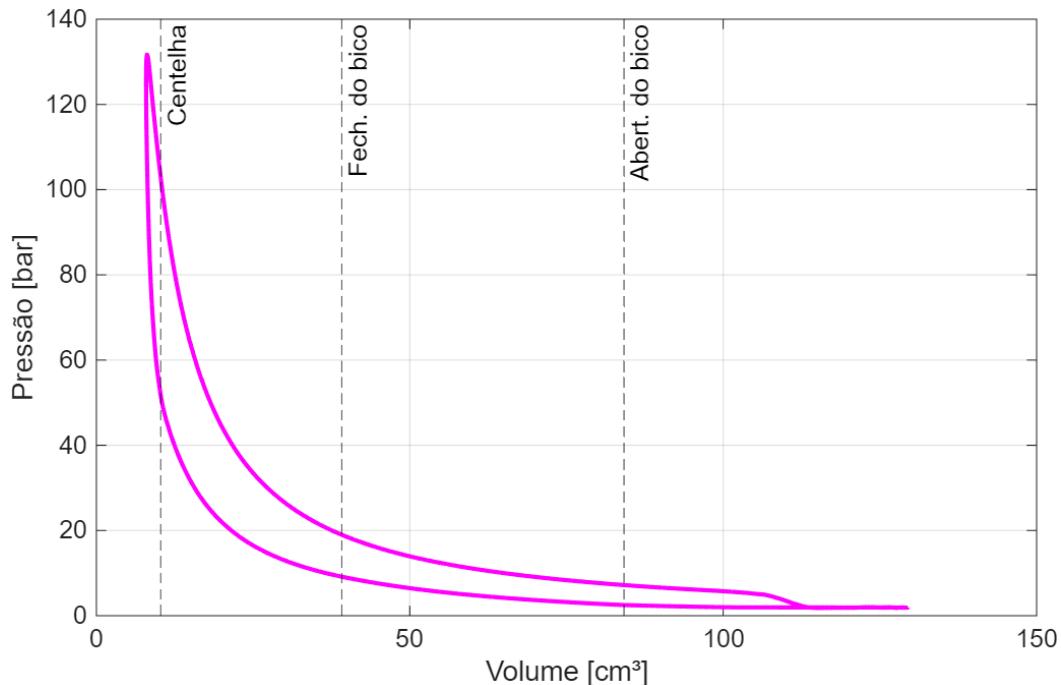
Figura 70 - Distribuição espacial da fração molar de oxigênio para a simulação correspondente à configuração mais promissora nos planos 1 e 2 nos ângulos de eixo virabrequim equivalente iguais a 322°, 348° e 360°



#### 4.5 Diagrama P-V e ficha técnica do motor para a configuração mais promissora

A Figura 71 mostra o diagrama P-V para a configuração mais promissora. Na figura em questão, as linhas verticais indicam os momentos de abertura do bico injetor, que se dá num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 75°, de fechamento do bico injetor, que ocorre num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 119°, e de liberação da centelha, num ângulo de eixo virabrequim equivalente de 165°. Em cada um desses momentos os volumes no interior do cilindro são iguais a 84,17 cm<sup>3</sup>, 39,14 cm<sup>3</sup> e 10,26 cm<sup>3</sup>, respectivamente. É importante enfatizar que todas estas ocorrências se dão durante o tempo de compressão, isto é, antes que o volume no interior do cilindro do motor seja mínimo, num ângulo de eixo virabrequim equivalente igual a 180°.

Figura 71 - Diagrama P-V associado à configuração mais promissora



Além disso, a Tabela 12 apresenta a ficha técnica do motor levando-se em conta os parâmetros operacionais associados à configuração mais promissora.

Tabela 12 - Ficha técnica do motor para a configuração mais promissora

<b>Tipo</b>	Ignição por centelha, dois tempos
<b>Razão de compressão geométrica</b>	16,9
<b>Combustível/Alimentação</b>	Gás de pirólise/Injeção direta
<b>Consumo de combustível por ciclo (g)</b>	0,7879
<b>Pressão de injeção (bar)</b>	8
<b>Diâmetro do cilindro (mm)</b>	49,26
<b>Curso do pistão (mm)</b>	63,6
<b>Volume máximo (cm³)</b>	121,21
<b>Rotação equivalente (rpm)</b>	2040
<b>Potência (kW)</b>	5,44
<b>Eficiência térmica (%)</b>	54,20
<b>Pressão média efetiva (bar)</b>	13,16

## 5 CONCLUSÃO

A realização de simulações multidimensionais que empregam o método dos volumes finitos e modelos e submodelos complexos de turbulência, combustão, dentre outros, foi capaz de promover a identificação de fenômenos não-visíveis em trabalhos anteriores, que empregavam simulações termodinâmicas quase-dimensionais baseadas em modelos simplificados. Dessa forma, fenômenos como, por exemplo, o fluxo mássico reverso através das janelas, válvulas e bico injetor do motor e a autoignição dos hidrocarbonetos do gás de pirólise puderam ser estudados de maneira satisfatória. Modificações nos parâmetros operacionais do motor visando aumento de eficiência térmica foram realizadas com base na identificação desses fenômenos.

Com a realização do estudo de caso 1, concluiu-se que o motor linear, da maneira como foi concebido em trabalhos anteriores, com admissão de mistura ar-combustível estequiométrica através das janelas, não opera de maneira satisfatória, pois apresenta, simultaneamente, fluxo mássico reverso através das janelas e autoignição dos hidrocarbonetos do gás de pirólise. A variação do tempo de ignição, nesta configuração, não influencia de maneira significativa os demais parâmetros operacionais do motor.

No estudo de caso 2, com admissão de mistura ar-combustível estequiométrica por meio das válvulas, verificou-se que, através da modificação do perfil de deslocamento de válvulas, o fluxo mássico reverso, através das entradas de mistura ar-combustível, pode ser completamente eliminado. É necessário, no entanto, que o perfil de deslocamento de válvulas empregado permita que as válvulas permaneçam abertas por tempo suficiente para que uma quantidade de massa de mistura ar-combustível adequada adentre o cilindro. Dessa forma, uma quantidade satisfatória de trabalho bruto indicado por ciclo pode ser obtida. Nesta configuração, porém, o componente  $C_3H_6$  do gás de pirólise sofre autoignição, enquanto o mesmo não ocorre para os demais hidrocarbonetos, que são inflamados pela centelha, ao se fazer uso de perfis de deslocamento de válvulas adequados.

A autoignição observada nos estudos de caso 1 e 2 motivaram a realização do estudo de caso 3, que emprega admissão de ar puro por meio das janelas e injeção direta de gás de pirólise no interior da câmara de combustão. Com a realização deste último estudo de caso, pode-se concluir que o uso de injeção direta de gás de pirólise

a uma pressão de injeção de 8 bar e perfil de abertura do bico injetor adequado, conduz à melhor configuração, dentre todas as configurações testadas. Esta configuração combina, simultaneamente, alta eficiência térmica, de 54,20%, um valor satisfatório de trabalho bruto indicado por ciclo, de 160 J, pressão média efetiva igual a 13,16 bar, e uma lavagem praticamente perfeita do cilindro. Verificou-se, nesta configuração, a ocorrência de fluxo mássico reverso através das janelas, porém, neste caso em específico, este fenômeno não é tão problemático, pois consiste num fluxo mássico reverso de ar puro e gases queimados. Os picos de pressão obtidos ao se fazer uso de injeção direta de gás de pirólise no motor linear diferem significativamente daqueles reportados para motores GDI convencionais. Os picos de temperatura, entretanto, apresentam valores semelhantes, ao passo que a eficiência térmica alcançada, neste trabalho, mostrou-se superior à usualmente observada em motores GDI convencionais.

Trabalhos futuros envolvendo otimizações na geometria da cabeça do pistão, cabeçote do motor, janelas e válvulas podem ser feitos com o intuito de aumentar a turbulência e homogeneização da combustão no interior do cilindro ao se utilizar modo de injeção direta de combustível. Pode-se testar a viabilidade da utilização de injeção direta de gás de pirólise com admissão de ar puro por meio das válvulas e, também, estratégias envolvendo modos de injeção mistos com combustível sendo injetado diretamente no interior do cilindro e, simultaneamente, admitido por meio das janelas ou válvulas. Além disso, pode-se estudar as consequências associadas ao uso de diferentes combustíveis, especialmente os de baixo poder calorífico, como, por exemplo, *syngas*. Estudos envolvendo a variação da velocidade de rotação equivalente do motor, razão de equivalência ar-combustível, diferentes modos de ignição, composição química do combustível, posição e geometria da vela de ignição, posição das válvulas e posição do bico injetor também podem conduzir a configurações que promovam ganho de eficiência térmica. Ademais, trabalhos de natureza experimental podem ser realizados visando a calibração do modelo numérico e, também, permitir que condições de contorno e iniciais mais realistas possam ser empregadas, melhorando assim, estudos de otimização envolvendo simulações multidimensionais do motor linear.

## REFERÊNCIAS

ACHTEN, P. A. J. A review of free piston engine concepts. **SAE transactions**, p. 1836-1847, 1994. <https://www.jstor.org/stable/44632919>

ACHTEN, P. A. J. *et al.* Horsepower with brains: The design of the Chiron free piston engine. **SAE Technical Paper**, 2000. <https://doi.org/10.4271/2000-01-2545>

AMSDEN, A. A. KIVA3V. A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves. **Los Alamos National Lab.(LANL)**, Los Alamos, NM (United States), 1997. <https://doi.org/10.2172/505339>

AMSDEN, A. A.; O'ROURKE, P. J.; BUTLER, T. D. KIVA-II: A computer program for chemically reactive flows with sprays. **Los Alamos National Lab.(LANL)**, Los Alamos, NM (United States), 1989. <https://doi.org/10.2172/6228444>

ANSYS INC. Forte Theory Manual. Release 2022 R2. **Anssys Inc.**, Canonsburg, PA., 2022.

ANSYS INC. Forte User's Guide. Release 2024 R2. **Anssys Inc.**, Canonsburg, PA., 2024.

ARIZA, C. *et al.* Comparative evaluation of OpenFOAM® and ANSYS® Fluent for the modeling of annular reactors. **Chemical engineering & technology**, v. 41, n. 7, p. 1473-1483, 2018. <https://doi.org/10.1002/ceat.201700455>

ARSLAN, T. A. *et al.* The effect of ignition timing on engine performance in a laser ignition engine: A CFD study. **Mechanical Engineering for Society and Industry**, v. 5, n. 1, p. 33-51, 2025. <https://doi.org/10.31603/mesi.12461>

BARTOLUCCI, Lorenzo *et al.* CFD and X-ray analysis of gaseous direct injection from an outward opening injector. Argonne National Lab.(ANL), Argonne, IL (United States), 2016. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0850>

BOLES, M.; ÇENGEL, Y. **Termodinâmica**. 7<sup>a</sup> edição. São Paulo: AMGH Editora, p. 6-7, 2013.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E. **Fundamentos da termodinâmica**. Editora Blucher, 2018.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**, v. 1. Editora Blucher, 2018.

CATON, Jerald A. **An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines**. John Wiley & Sons, 2015. <https://doi.org/10.1002/9781119037576>

CEBEKI, T.; BRADSHAW, P. **Momentum transfer in boundary layers**. Washington, 1977. <https://doi.org/10.1017/S000192400009535X>

COSTA, Michela *et al.* Experimental and numerical investigation of the effect of split injections on the performance of a GDI engine under lean operation. **SAE Technical Paper**, 2015. <https://doi.org/10.4271/2015-24-2413>

DEON, D. L. **Estudo numérico de chamas turbulentas não pré-misturadas através de modelos baseados no conceito de flamelets**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016. <https://lume.ufrgs.br/handle/10183/141148>

ELKELAWY, M.; BASTAWISSI, H. Numerical study on the hydrogen fueled SI engine combustion optimization through a combined operation of DI and PFI strategies. **Energy and Power Engineering**, v. 5, n. 8, p. 513-522, 2013. <https://doi.org/10.4236/epe.2013.58056>

FAN, L. *et al.* Modeling fuel preparation and stratified combustion in a gasoline direct injection engine. **SAE transactions**, p. 105-119, 1999. <https://www.jstor.org/stable/44743356>

FAN, L.; REITZ, R. D. Development of an ignition and combustion model for spark-ignition engines. **SAE transactions**, p. 1977-1989, 2000. <https://www.jstor.org/stable/44634366>

GUO, C. *et al.* Exploring piston dynamics and combustion characteristics of free-piston engine linear generator with hydrogen-rich fuel. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 33, p. 450-459, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.08.001>

HAGOS, F. Y.; AZIZ, A. R. A.; SULAIMAN, S. A. Effect of injection timing on combustion, performance and emissions of lean-burn syngas (H<sub>2</sub>/CO) in spark-ignition direct-injection engine. **International Journal of Engine Research**, v. 17, n. 9, p. 921-933, 2016. <https://doi.org/10.1177/1468087415623910>

HAN, Z. **Simulation and optimization of internal combustion engines**. SAE International, 2021. <https://doi.org/10.4271/9781468604016>

HAN, Z.; REITZ, R. D. A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling. **International journal of heat and mass transfer**, v. 40, n. 3, p. 613-625, 1997. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(96\)00117-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(96)00117-2)

HAN, Z.; REITZ, R. D. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  models. **Combustion science and technology**, v. 106, n. 4-6, p. 267-295, 1995. <https://doi.org/10.1080/00102209508907782>

HARYANTO, A. *et al.* Upgrading of syngas derived from biomass gasification: A thermodynamic analysis. **Biomass and bioenergy**, v. 33, n. 5, p. 882-889, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2009.01.010>

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill Education, 2018.

KNUDSEN, E. *et al.* Modeling flame brush thickness in premixed turbulent combustion. In: **Proceedings of the Summer Program, Center for Turbulence Research, Stanford University**. 2006. p. 299-310.  
<https://web.stanford.edu/group/ctr/ctrsp06/oberlack.pdf>

KONG, D.; ECKHOFF, R. K.; ALFERT, F. Auto-ignition of CH<sub>4</sub>air, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>air, CH<sub>4</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>/air and CH<sub>4</sub>/CO<sub>2</sub>/air using a 11 ignition bomb. **Journal of hazardous materials**, v. 40, n. 1, p. 69-84, 1995. [https://doi.org/10.1016/0304-3894\(94\)00082-R](https://doi.org/10.1016/0304-3894(94)00082-R)

KONG, S. C.; REITZ, R. D. Use of detailed chemical kinetics to study HCCI engine combustion with consideration of turbulent mixing effects. **J. Eng. Gas Turbines Power**, v. 124, n. 3, p. 702-707, 2002. <https://doi.org/10.1115/1.1413766>

KRIEGER FILHO, G. C. *et al.* Design and validation of a combustion chamber for internal combustion engines operated with methane based fuels. **Applied Thermal Engineering**, v. 271, p. 126007, 2025.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.126007>

LIANG, L. *et al.* Modeling knock in spark-ignition engines using a G-equation combustion model incorporating detailed chemical kinetics. **SAE technical paper**, 2007. <https://doi.org/10.4271/2007-01-0165>

LIANG, L.; REITZ, R. D. Spark ignition engine combustion modeling using a level set method with detailed chemistry. **SAE Technical Paper**, 2006.  
<https://doi.org/10.4271/2006-01-0243>

LIEUWEN, T.; YANG, V.; YETTER, R. **Synthesis gas combustion: fundamentals and applications**. CRC press, 2009. <https://doi.org/10.1201/9781420085358>

LIU, J.; DUMITRESCU, C. E. 3D CFD simulation of a CI engine converted to SI natural gas operation using the G-equation. **Fuel**, v. 232, p. 833-844, 2018.  
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.05.159>

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 2<sup>a</sup> edição. **PUBLINDÚSTRIAS, EDIÇÕES TÉCNICAS**, 2006.

MIKALSEN, R.; ROSKILLY, A. P. A review of free-piston engine history and applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 14-15, p. 2339-2352, 2007.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.03.015>

MIKALSEN, R.; ROSKILLY, A. P. Performance simulation of a spark ignited free-piston engine generator. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 14-15, p. 1726-1733, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.11.015>

MONTEIRO, V. A. L. **Modelagem termodinâmica de gás de síntese de combustível derivado de resíduos sólidos urbanos com simulações em ciclos de potência a gás e vapor**. 2019. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2019. <https://doi.org/10.14393/ufu.di.2019.2262>

MUNOZ, M. et al. Low heating value gas on spark ignition engines. **Biomass and Bioenergy**, v. 18, n. 5, p. 431-439, 2000. [https://doi.org/10.1016/S0961-9534\(99\)00101-4](https://doi.org/10.1016/S0961-9534(99)00101-4)

PESSOA FILHO, J. S. **Tratamento térmico para aproveitamento energético de resíduos plásticos: análise experimental**. 2020. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2020. <https://doi.org/10.14393/ufu.te.2020.3004>

PETERS, N. The turbulent burning velocity for large-scale and small-scale turbulence. **Journal of Fluid mechanics**, v. 384, p. 107-132, 1999. <https://doi.org/10.1017/S0022112098004212>

PETERS, N. Turbulent combustion. **Measurement Science and Technology**, v. 12, n. 11, p. 2022-2022, 2001. <https://doi.org/10.1088/0957-0233/12/11/708>

POINSOT, T. **Theoretical and Numerical Combustion**. RT Edwards, 2005.  
PRADHAN, A.; BAREDAR, P.; KUMAR, A. Syngas as an alternative fuel used in internal combustion engines: a review. **J. Pure Appl. Sci. Technol**, v. 5, n. 2, p. 51-66, 2015. <https://nlss.org.in/wp-content/uploads/2015/07/JPAST-Jul-15-Paper-7-p-51-66.pdf>

PONTOPPIDAN, M. et al. Experimental and Numerical Approach to Productionizing a GDI-2 Stroke Spark Ignited Small Displacement Engine Design. **SAE Technical Paper**, 1999. <https://doi.org/10.4271/1999-01-3290>

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. 2004.

RAKOPPOULOS, C. D.; KOSMADAKIS, G. M.; PARIOTIS, E. G. Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation. **Applied Energy**, v. 87, n. 5, p. 1612-1630, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.09.029>

RIGOBELLO, L. S. **Projeto e dimensionamento de um motor de pistão livre para operação em associação com um gerador elétrico linear**. 2020. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2020. <https://doi.org/10.14393/ufu.di.2020.567>

RODRIGUES, R. V. **Estudo e desenvolvimento numérico do projeto de um gerador elétrico acionado por motor a pistão livre**. 2020. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2020. <https://doi.org/10.14393/ufu.di.2020.48>

SAW, Om Prakash; KARAYA, Yashas; MALLIKARJUNA, J. M. Effect of Fuel Injection Pressure on Mixture Stratification in a GDI Engine-A CFD Analysis. **SAE Technical Paper**, 2017. <https://doi.org/10.4271/2017-01-2317>

TAN, Z.; REITZ, R. D. An ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling. **Combustion and flame**, v. 145, n. 1-2, p. 1-15, 2006.  
<https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2005.12.007>

TAVAKOLI, S. *et al.* Different camshaft profile analyses for natural gas engine performance and emission. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 38, p. 355-364, 2016. <https://doi.org/10.1007/s40430-015-0317-5>

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna**. E. Blucher, 1988.

VAN BASSHUYSEN, R. *et al.* **Internal combustion engine handbook**. SAE International, 2016.

TURNS, Stephen R. **Introdução à Combustão: Conceitos e Aplicações**. AMGH Editora, 2013.

WAHIDUZZAMAN, Syed; FERGUSON, Colin R. Convective heat transfer from a decaying swirling flow within a cylinder. In: **International Heat Transfer Conference Digital Library**. Begel House Inc., 1986. <https://doi.org/10.1615/IHTC8.1960>

YAKHOT, Victor; ORSZAG, Steven A. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. **Journal of scientific computing**, v. 1, n. 1, p. 3-51, 1986.  
<https://doi.org/10.1007/BF01061452>

YANG, Shiyou; REITZ, Rolf D. Improved combustion submodels for modelling gasoline engines with the level set G equation and detailed chemical kinetics. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 223, n. 5, p. 703-726, 2009.  
<https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO1062>

YANG, Wen-Ching. **Handbook of fluidization and fluid-particle systems**. CRC press, 2003. <https://doi.org/10.1201/9780203912744>

ZHANG, Miaomiao *et al.* Combustion, performance and particulate matter emissions analysis of operating parameters on a GDI engine by traditional experimental investigation and Taguchi method. **Energy conversion and management**, v. 164, p. 344-352, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.017>