

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ - UNIFEI

INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA - IEM

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM

ENGENHARIA MECÂNICA- PPG-EME

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO,
COMBUSTÃO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM
HVO EM MODO *DUAL-FUEL* COM HIDROGÊNIO
OU GÁS NATURAL**

Gabriel Marques Pinto

Itajubá - MG

2024

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ - UNIFEI
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA - IEM
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA- PPG-EME

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO,
COMBUSTÃO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO COM HVO
EM MODO *DUAL-FUEL* COM HIDROGÊNIO OU GÁS
NATURAL**

Gabriel Marques Pinto

Tese apresentada ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica como requisito
parcial à obtenção do título de DOUTOR EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi Coronado Rodriguez

Coorientador: Dr. Roberto Berlini Rodrigues da Costa

Itajubá - MG

2024

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família pelo suporte nesta jornada.

Ao meu orientador, professor Dr. Christian Coronado, e ao meu coorientador, Dr. Roberto Berlim, pela orientação no desenvolvimento deste trabalho e ao longo do meu doutorado.

À CAPES, à FUNDEP (Projeto ROTA 2030 N° 27192*05) e à FAPEMIG (Proc. N° APQ-01763-23) por terem financiado esta pesquisa.

RESUMO

HVO e hidrogênio verde são combustíveis alternativos bastante promissores, com potencial para atender às legislações ambientais cada vez mais rigorosas quanto a descarbonização do setor de transportes. Nesse contexto, este trabalho apresenta uma análise experimental de desempenho, combustão e emissões de um motor de ignição por compressão operando com HVO, em modo *dual-fuel*, utilizando injeção *port-fuel* de hidrogênio ou gás natural veicular (GNV). Para isso, foi desenvolvida uma bancada de testes com instrumentação completa, e um motor de ignição por compressão, modelo FPT NEF 67, foi adaptado para operar em modo *dual-fuel*, com injeção piloto de HVO ou diesel e injeção *port-fuel* de hidrogênio ou GNV. Os ensaios experimentais foram divididos em três etapas: testes em modo convencional com diesel e HVO separadamente; operação em modo *dual-fuel* com diesel como combustível piloto e injeções de hidrogênio ou GNV, separadamente; e ensaios em modo *dual-fuel* com HVO como combustível piloto e com os mesmos combustíveis gasosos. Os resultados indicaram que a operação com HVO em modo *single-fuel* apresentou vantagens significativas em relação ao diesel, como maior eficiência de combustão e de conversão de combustível, mesmo sem ajustes nos parâmetros de injeção. Além disso, houve reduções nas emissões de CO₂ (em média 3,16 %), NO_x (média de 6,63 %), além de menor formação de HC, CO e material particulado. Na operação *dual-fuel*, verificou-se um aumento na pressão no interior do cilindro com a injeção de H₂ ou GNV, independentemente do combustível piloto utilizado. Apesar disso, tanto a taxa de aumento de pressão, quanto a covariância do IMEP permaneceram próximas aos valores observados na operação *single-fuel*. Também foram verificados aumentos na taxa máxima de liberação de calor e na temperatura máxima na câmara de combustão, além de maior atraso de ignição, maior duração da combustão e redução na eficiência de conversão de combustível. Ainda assim, a combinação HVO-hidrogênio demonstrou potencial para reduzir as emissões de NO_x e CO₂, representando uma alternativa com potencial de substituir o diesel. Por fim, a implementação de um sistema programável para otimizar as condições de injeção pode ser uma estratégia para mitigar a redução da eficiência.

Palavras-chave: *Dual-fuel*, motor Diesel, combustão, emissões, hidrogênio, GNV, HVO.

ABSTRACT

HVO and green hydrogen are highly promising alternative fuels with great potential to meet increasingly stringent environmental regulations regarding greenhouse gases emissions. In this context, this study presents an experimental analysis of the performance, combustion, and emissions of a compression ignition engine operating with HVO in dual-fuel mode, using port-fuel injection of hydrogen or compressed natural gas (CNG). For this purpose, a fully instrumented test bench was developed, and a compression ignition engine, model FPT NEF 67, was adapted to operate in dual-fuel mode, by using pilot injection of HVO or diesel and port-fuel injection of hydrogen or CNG. The experimental tests were divided into three stages: conventional operation tests with diesel and HVO separately; dual-fuel operation with diesel as the pilot fuel and injections of hydrogen or CNG separately; and dual-fuel tests with HVO as the pilot fuel and the same gaseous fuels. The results indicated that single-fuel operation with HVO presented significant advantages over diesel, such as higher combustion efficiency and fuel conversion efficiency, even without adjustments to the engine's injection parameters. Additionally, there were reductions in CO₂ emissions (an average of 3.16 %), NO_x (an average of 6.63 %), as well as lower formation of HC, CO, and particulate matter. In dual-fuel operation, an increase in in-cylinder pressure was observed with the injection of H₂ or CNG, regardless of the pilot fuel used. Nevertheless, both the pressure rise rate and the IMEP covariance remained close to the values observed in single-fuel operation. Increases were also observed in the maximum heat release rate and the maximum temperature in the combustion chamber, along with a longer ignition delay, longer combustion duration, and a reduction in fuel conversion efficiency. Even so, the HVO-hydrogen combination showed potential for reducing NO_x and CO₂ emissions, representing a viable alternative to replace diesel. Finally, implementing a programmable system to optimize injection conditions may be a strategy to mitigate efficiency losses.

Keywords: Dual-fuel, Diesel engine, combustion, emissions, hydrogen, CNG, HVO.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	iii
RESUMO	iv
ABSTRACT	v
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABELAS	xxxii
SÍMBOLOS E ABREVIATURAS.....	xxxiii
1 – INTRODUÇÃO.....	41
1.1 Objetivos.....	46
1.1.1 Objetivos específicos.....	46
1.2 Estrutura do trabalho	47
2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	49
2.1 Revisão bibliográfica do uso de HVO em motores alternativos de ignição por compressão	49
2.2 Revisão bibliográfica de motores alternativos de ignição por compressão operando em modo <i>dual-fuel</i> com gases	54
2.3 Revisão bibliográfica do uso de hidrogênio em motores alternativos de ignição por compressão	56
2.4 Conclusão da revisão de literatura.....	61
3 – MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO	62
3.1 Motores <i>Dual-Fuel</i>	62
3.2 Ciclo teórico Dual.....	64
3.3 Modos de operação de motores <i>dual-fuel</i>	66
3.4 Combustão nos motores de ignição por compressão.....	69

3.4.1 Fases da combustão nos motores de ignição por compressão	71
3.4.2 Fases da combustão em modo <i>dual-fuel</i>	73
3.5 Emissões em motores de combustão interna	74
3.5.1 Dióxido de carbono	75
3.5.2 Monóxido de carbono.....	75
3.5.3 Óxidos de nitrogênio	76
3.5.4 Hidrocarbonetos não queimados	79
3.5.5 Material Particulado	80
4 – COMBUSTÍVEIS.....	82
4.1 Diesel S10.....	82
4.2 HVO.....	83
4.2.1 Características e propriedades do HVO	85
4.3 Gás Natural	87
4.4 Hidrogênio	88
4.4.1 Utilização de Hidrogênio em motores de combustão interna.....	90
5 – BANCADA EXPERIMENTAL.....	93
5.1 O projeto de pesquisa	93
5.2 Construção e montagem da estrutura da bancada experimental.....	94
5.3 Desenvolvimento da bancada experimental	96
5.3.1 Especificações do motor.....	96
5.3.2 Instrumentação para análise da combustão	98
5.3.3 Instrumentação para análise das emissões de poluentes.....	101
5.3.4 Instrumentação e preparação da instalação para operação em modo <i>dual-fuel</i>	103
5.3.5 Descrição detalhada da instrumentação e da bancada.....	105
5.4 Propriedades dos combustíveis.....	110

6 – METODOLOGIA.....	112
6.1 – Estequiometria da combustão.....	112
6.2 – Metodologia para análise da combustão.....	115
6.2.1 Cálculo do volume no interior do cilindro	115
6.2.2 Cálculo da pressão média efetiva indicada (IMEP)	117
6.2.3 Análise da taxa de liberação de calor (HRR)	119
6.2.4 Cálculo da fração mássica de combustível queimada	123
6.2.5 Parâmetros da combustão	124
6.3 Cálculo da temperatura média dos gases	126
6.4 Análise da emissão de poluentes	127
6.5 Cálculo dos parâmetros de desempenho.....	133
6.6 Incertezas de medição.....	135
6.7 Metodologia dos ensaios experimentais	136
7 – RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	141
7.1 Resultados da 1ª etapa de testes.....	141
7.1.1 Análise comparativa dos parâmetros de pressão	143
7.1.2 Análise dos parâmetros da combustão	146
7.1.3 Emissão de poluentes	155
7.1.4 Análise de eficiência e desempenho.....	160
7.2 Resultados da 2ª etapa de testes.....	163
7.2.1 Análise dos parâmetros de pressão.....	165
7.2.2 Análise dos parâmetros da combustão	170
7.2.3 Resultados das emissões de poluentes para a operação com diesel em modo <i>dual-fuel</i>	180
7.2.4 Análise de eficiência e desempenho.....	187

7.3 Resultados da 3ª etapa de testes.....	190
7.3.1 Análise comparativa dos parâmetros de pressão	192
7.3.2 Análise dos parâmetros da combustão	196
7.3.3 Emissão de poluentes	204
7.3.4 Análise de eficiência e desempenho.....	210
8 – CONCLUSÕES.....	214
8.1 Sugestões para trabalhos futuros	217
REFERÊNCIAS	219
APÊNDICE A – COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS NO PROJETO	240
A.1 Processo de produção de HVO	240
A.2 Principais processos de produção de hidrogênio.....	242
A.2.1 Classificações do hidrogênio quanto a sua forma de produção.....	247
A.2 Biodiesel	249
A.2 Farnesano.....	250
A.3 Biogás	252
A.3.1 Biometano.....	255
APÊNDICE B – CURVAS DE PRESSÃO E TEMPERATURA NO INTERIOR DO CILINDRO E DE AHRR E CAHRR.....	257
B.1 Resultados da operação com diesel S10 em modo convencional (<i>single-fuel</i>)	257
B.1.1 Curva de potência	257
B.1.2 Pontos do ciclo NRSC	265
B.2 Resultados da operação com HVO em modo convencional (<i>single-fuel</i>)	268
B.2.1 Curva de potência	268
B.2.2 Pontos do ciclo NRSC	276
B.3 Resultados da operação com diesel S10 em modo <i>dual-fuel</i> com GNV	279

B.3.1 Ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm).....	279
B.3.2 Ponto 6 (1600 rpm x 722 Nm).....	283
B.3.3 Ponto 3 (2200 rpm x 369 Nm).....	287
B.3.4 Ponto 2 (2200 rpm x 552 Nm).....	291
B.4 Resultados da operação com diesel S10 em modo <i>dual-fuel</i> com hidrogênio.....	295
B.4.1 Ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm).....	295
B.4.2 Ponto 6 (1600 rpm x 722 Nm).....	298
B.4.3 Ponto 3 (2200 rpm x 369 Nm).....	301
B.4.3 Ponto 3 (2200 rpm x 552 Nm).....	304
B.5 Resultados da operação com HVO em modo <i>dual-fuel</i> com GNV	307
B.5.1 Ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm).....	307
B.5.2 Ponto 3 (2200 rpm x 369 Nm).....	311
B.6 Resultados da operação com HVO em modo <i>dual-fuel</i> com hidrogênio.....	315
B.6.1 Ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm).....	315
B.6.2 Ponto 3 (2200 rpm x 369 Nm).....	318

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Comparação entre três tecnologias de propulsão veicular para redução de emissões	44
Figura 2: Esquema de um motor dual-fuel	63
Figura 3: Diagramas p-v e T-s para o ciclo dual teórico	65
Figura 4: Comparação entre as principais estratégias de injeção	68
Figura 5: Características do processo de combustão em motores de ignição por compressão	72
Figura 6: Curva de pressão x ângulo do virabrequim durante o ciclo de combustão.....	73
Figura 7: HVO produzido pela Neste	85
Figura 8: (a) Espaço disponibilizado na UNIFEI para a instalação do novo laboratório; (b) Início da construção de alvenaria da sala de controle; (c) Finalização da sala de controle; (d) Instalação do test-container; (e) Vista interna do test-container; (f) Finalização da construção do novo laboratório.....	94
Figura 9: (a) Motor posicionado na bancada; (b) Motor acoplado ao dinamômetro e instrumentado para operação em modo convencional.....	95
Figura 10: Trator Puma 170	96
Figura 11: Trator T7 LWB	96
Figura 12: Motor NEF 67	97
Figura 13: Esquema do sistema de medição de pressão	99
Figura 14: Desmontagem do cabeçote	100
Figura 15: Cabeçote usinado	101
Figura 16: Instrumentação para aquisição da pressão no interior do cilindro	102
Figura 17: Analisador compacto de gases PC-Multigás.....	103
Figura 18: Smoke Check 2000	103

Figura 19: (a) Coletor de admissão antes da adaptação para a operação em modo dual-fuel; (b) Usinagem da peça para acoplamento das mangueiras de combustíveis; (c) Conexão das mangueiras de combustíveis; (d) Flauta com seis bicos injetores conectados e com as válvulas corta-chamas; (e) Instalação do sistema para a operação em modo dual-fuel.....	105
Figura 20: Sala de controle do laboratório	107
Figura 21: Laboratório de Ensaios em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis:	107
Figura 22: Laboratório de Ensaios em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis:	109
Figura 23: Laboratório de Ensaios em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis:	109
Figura 24: Combustíveis utilizados nos ensaios.....	110
Figura 25: Parâmetros básicos da geometria de um motor de combustão interna	116
Figura 26: Diagrama p-V real de um motor Diesel quatro tempos	118
Figura 27: Diagrama do volume de controle da câmara de combustão do motor	120
Figura 28: Determinação dos parâmetros da combustão.....	125
Figura 29: Curva característica dos motores da família NEF 67.....	137
Figura 30: Esquema da metodologia de testes	138
Figura 31: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel e HVO em modo single-fuel operando em carga máxima – (a) 1600 rpm; (b) 2300 rpm	142
Figura 32: Pressão máxima no interior do cilindro – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	143
Figura 33: Taxa de aumento de pressão máxima no interior do cilindro – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	145
Figura 34: IMEP e COVIMEP – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	146

Figura 35: Atraso de ignição – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	147
Figura 36: Ângulo de início da combustão – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	149
Figura 37: Fração mássica de combustível queimada – (a) MFB5 – pontos da curva característica; (b) MFB5 – pontos do ciclo NRSC; (c) MFB10 – pontos da curva característica; (d) MFB10 – pontos do ciclo NRSC; (e) MFB50 – pontos da curva característica; (f) MFB50 – pontos do ciclo NRSC; (g) MFB90 – pontos da curva característica; (h) MFB90 – pontos do ciclo NRSC	150
Figura 38: Duração da combustão – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	151
Figura 39: Valor máximo da taxa de liberação de calor – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	153
Figura 40: Temperatura máxima no interior do cilindro – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	154
Figura 41: Lambda – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	155
Figura 42: Emissões específicas de CO ₂ – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	156
Figura 43: Emissões específicas de CO – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	157
Figura 44: Emissões específicas de HC – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	158
Figura 45: Emissões específicas de NO _x – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	159
Figura 46: Emissões específicas de MP – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	160
Figura 47: Eficiência de combustão – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	161

Figura 48: Eficiência de conversão de combustível – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	162
Figura 49: Consumo específico de combustível – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC	163
Figura 50: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 2300 rpm x 368 Nm.....	165
Figura 51: Pressão máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	166
Figura 52: Taxa de aumento de pressão máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	167
Figura 53: IMEP durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm	168
Figura 54: COVIMEP durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm	170
Figura 55: Atraso de ignição durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	171
Figura 56: Ângulo de início da combustão durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	173
Figura 57: 5 % de fração mássica de combustível queimada durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm	174

Figura 58: 10 % de fração mássica de combustível queimada na operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	174
Figura 59: 50 % de fração mássica de combustível queimada na operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	176
Figura 60: 90 % de fração mássica de combustível queimada na operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	176
Figura 61: Duração da combustão durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	177
Figura 62: Taxa de liberação de calor máxima durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	178
Figura 63: Temperatura máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	179
Figura 64: Lambda durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	180
Figura 65: Emissões específicas de CO ₂ durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	181
Figura 66: Emissões específicas de CO durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	182
Figura 67: Emissões específicas de HC durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	183

Figura 68: Emissões específicas de NO _x durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H ₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	184
Figura 69: Emissões específicas de MP durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H ₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	186
Figura 70: Eficiência de combustão durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H ₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm	187
Figura 71: Eficiência de conversão de combustível durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H ₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	188
Figura 72: Consumo energético específico durante a operação de diesel em modo dual-fuel com GNV e H ₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm.....	189
Figura 73: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com HVO e diesel como combustíveis piloto e injeções de combustíveis gasosos, na condição de 1600 rpm x 468 Nm – (a) GNV; (b) H ₂	191
Figura 74: Pressão máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H ₂ ; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H ₂	193
Figura 75: Taxa de aumento de pressão máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm; - GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H ₂ ; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H ₂	194
Figura 76: IMEP durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H ₂ ; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H ₂	195

Figura 77: COVIMEP durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	196
Figura 78: Atraso de ignição durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2.....	197
Figura 79: Ângulo de início da combustão durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	198
Figura 80: Ângulo de MFB5 durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2.....	199
Figura 81: Ângulo de MFB10 durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	200
Figura 82: Ângulo de MFB50 durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	200
Figura 83: Ângulo de MFB90 durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	201
Figura 84: Duração da combustão durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	202
Figura 85: Taxa de liberação de calor máxima durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	203

Figura 86: Temperatura máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	204
Figura 87: Lambda durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	205
Figura 88: Emissões específicas de CO ₂ durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	206
Figura 89: Emissões específicas de CO durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	207
Figura 90: Emissões específicas de CO durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	208
Figura 91: Emissões específicas de NO _x durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	209
Figura 92: Emissões específicas de MP durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	210
Figura 93: Eficiência do motor durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	211
Figura 94: Consumo energético específico para a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	212

Figura 95: Eficiência de combustão durante a operação de diesel e HVO em modo dual-fuel – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H2; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H2	213
Figura A.1: Possíveis reações para a produção de HVO	241
Figura A.2: Sumário dos processos de produção de hidrogênio e suas respectivas cores	249
Figura A.3: Estrutura molecular do farnesano.....	251
Figura A.4: Esquema de concepção de biodigestores modelo Indiano	253
Figura A.5: Esquema de concepção de biodigestores modelo Chinês	253
Figura B.1: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 2300 rpm.....	257
Figura B.2: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 2200 rpm.....	258
Figura B.3: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 2100 rpm.....	258
Figura B.4: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 2000 rpm.....	259
Figura B.5: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1900 rpm.....	259
Figura B.6: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1800 rpm.....	260

Figura B.7: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1700 rpm.....	260
Figura B.8: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1600 rpm.....	261
Figura B.9: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1500 rpm.....	261
Figura B.10: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1400 rpm.....	262
Figura B.11: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1300 rpm.....	262
Figura B.12: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1200 rpm.....	263
Figura B.13: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1100 rpm.....	263
Figura B.14: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em carga máxima a 1000 rpm.....	264
Figura B.15: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em 1600 rpm e 482 Nm (Ponto 7 do ciclo NRSC).....	265

Figura B.16: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em 1600 rpm e 722 Nm (Ponto 6 do ciclo NRSC).....	266
Figura B.17: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em 2200 rpm e 74 Nm (Ponto 4 do ciclo NRSC).....	266
Figura B.18: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em 2200 rpm e 369 Nm (Ponto 3 do ciclo NRSC).....	267
Figura B.19: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo single-fuel operando em 2200 rpm e 558 Nm (Ponto 2 do ciclo NRSC).....	267
Figura B.20: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 2300 rpm.....	268
Figura B.21: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 2200 rpm.....	269
Figura B.22: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 2100 rpm.....	269
Figura B.23: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 2000 rpm.....	270
Figura B.24: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1900 rpm.....	270

Figura B.25: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1800 rpm.....	271
Figura B.26: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1700 rpm.....	271
Figura B.27: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1600 rpm.....	272
Figura B.28: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1500 rpm.....	272
Figura B.29: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1400 rpm.....	273
Figura B.30: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1300 rpm.....	273
Figura B.31: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1200 rpm.....	274
Figura B.32: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1100 rpm.....	274
Figura B.33: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em carga máxima a 1000 rpm.....	275

Figura B.34: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em 1600 rpm e 482 Nm (Ponto 7 do ciclo NRSC).....	276
Figura B.35: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em 1600 rpm e 722 Nm (Ponto 6 do ciclo NRSC).....	277
Figura B.36: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em 2200 rpm e 74 Nm (Ponto 4 do ciclo NRSC).....	277
Figura B.37: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em 2200 rpm e 369 Nm (Ponto 3 do ciclo NRSC).....	278
Figura B.38: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo single-fuel operando em 2200 rpm e 558 Nm (Ponto 2 do ciclo NRSC).....	278
Figura B.39: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (0 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	279
Figura B.40: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (5 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	280
Figura B.41: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (10 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	280
Figura B.42: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (15 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	281

Figura B.43: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (30 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	281
Figura B.44: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (45 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	282
Figura B.45: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (60 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	282
Figura B.46: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (0 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	283
Figura B.47: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (5 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	284
Figura B.48: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (10 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	284
Figura B.49: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (15 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	285
Figura B.50: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (30 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	285
Figura B.51: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (45 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	286

Figura B.52: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (0 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	286
Figura B.53: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (0 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	287
Figura B.54: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (5 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	288
Figura B.55: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	288
Figura B.56: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (15 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	289
Figura B.57: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	289
Figura B.58: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (45 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	290
Figura B.59: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (0 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	291
Figura B.60: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (5 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	292

Figura B.61: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (10 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	292
Figura B.62: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (15 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	293
Figura B.63: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (30 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	293
Figura B.64: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (45 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	294
Figura B.65: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de GNV (60 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	294
Figura B.66: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	295
Figura B.67: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	296
Figura B.68: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	296
Figura B.69: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	297

Figura B.70: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	297
Figura B.71: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	298
Figura B.72: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	299
Figura B.73: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	299
Figura B.74: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	300
Figura B.75: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm	300
Figura B.76: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	301
Figura B.77: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	302
Figura B.78: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	302

Figura B.79: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	303
Figura B.80: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	303
Figura B.81: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	304
Figura B.82: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	305
Figura B.83: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	305
Figura B.84: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	306
Figura B.85: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm	306
Figura B.86: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (0 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	307
Figura B.87: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (5 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	308

Figura B.88: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (10 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	308
Figura B.89: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (15 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	309
Figura B.90: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (30 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	309
Figura B.91: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (45 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	310
Figura B.92: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (60 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	310
Figura B.93: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (0 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	311
Figura B.94: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (5 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	312
Figura B.95: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	312
Figura B.96: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (15 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	313

Figura B.97: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (30 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	313
Figura B.98: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de GNV (45 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	314
Figura B.99: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	315
Figura B.100: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	316
Figura B.101: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	316
Figura B.102: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	317
Figura B.103: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm	317
Figura B.104: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	318
Figura B.105: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	319

Figura B.106: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	319
Figura B.107: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	320
Figura B.108: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo dual-fuel com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm	320

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Especificações do Diesel S10, segundo Resoluções ANP	83
Tabela 2: Especificações típicas do HVO	86
Tabela 3: Propriedades do hidrogênio a 298 K e 1 atm.....	91
Tabela 4: Especificações técnicas do motor	97
Tabela 5: Descrição da instrumentação da bancada	108
Tabela 6: Principais propriedades dos combustíveis pilotos utilizados	111
Tabela 7: Principais propriedades dos combustíveis gasosos utilizados.....	111
Tabela 8: Condições de testes do ciclo NRSC	137
Tabela A.1: Comparação entre os processos de produção de Biodiesel e HVO.....	242
Tabela A.2: Reações químicas em eletrolisadores alcalino e PEM.....	245
Tabela A.3: Comparação entre as especificações típicas do biogás e do biometano	255

SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

LISTA DE ABREVIATURAS

AHRR – Taxa de liberação aparente de calor (*apparent heat release rate*)

ANP – Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis

ARLA 32 – Agente redutor líquido automotivo

$C_{15}H_{32}$ – Pentadecano

$C_{16}H_{34}$ – Hexadecano

C_3H_8 – Propano

$C_{51}H_{98}O_6$ – Tripalmitina

CAHRR – Taxa de liberação de calor aparente acumulada (*Conference Of the Parties*)

CH_4 – Metano

CD – Duração da combustão

CO – Monóxido de carbono

CO_2 – Dióxido de carbono

COP26 – Conferência das Nações Unidas sobre as Mudanças Climáticas de 2021 (*apparent heat release rate*)

COV_{IMEP} – Covariância do IMEP

DCO – Descarboxilação

DCO_x – Descarboxilação

DGP – Fase de combustão difusiva (*Difusion combustion phase*)

DOC – Catalisador de Oxidação Diesel

DPF – Filtro de partículas (*diesel particle filter*)

DSHC – *Direct Sugar to Hydrocarbon* (conversão direta de açúcares para hidrocarbonetos combustíveis)

ECU – Unidade de controle do motor (*Engine control unit*)

EGR – Recirculação dos gases de escape (*exhaust gas recirculation*)

EOC – Final da combustão (*end of combustion*)

FMEP – Pressão média efetiva de atrito (*Friction Mean Effective Pressure*)

GETEC – Grupo de Estudos em Tecnologias de Conversão de Energia

GNR – Gás natural renovável

GNV – Gás natural veicular

H/C – Relação hidrogênio-carbono

H₂ – Hidrogênio

H₂O – Água

H₂S – Sulfeto de hidrogênio

HC – Hidrocarbonetos

HCN – Cianeto de hidrogênio

HDO – Hidrodesoxigenação

HPDI – Injeção direta em alta pressão (*High pressure direct injection*)

HRR – Taxa de liberação de calor (*heat release rate*)

HVO – óleo vegetal hidrotratado

ID – Atraso de ignição (*ignition delay*)

IMEP – Pressão média efetiva indicada (*Indicated mean effective pressure*)

KOH – Hidróxido de potássio

LNT – Lean NO_x trap

MCI – Motor de combustão interna

MFB – Fração mássica de combustível queimada (*mass fraction burned*)

- MFB5 – Ângulo do virabrequim com 5 % da fração mássica de combustível queimado
- MFB10 – Ângulo do virabrequim com 10 % da fração mássica de combustível queimado
- MFB50 – Ângulo do virabrequim com 50 % da fração mássica de combustível queimado
- MFB90 – Ângulo do virabrequim com 90 % da fração mássica de combustível queimado
- MP – Material particulado
- N₂O – Óxido nitroso
- NaOH – Hidróxido de sódio
- NDIR – Raios infravermelhos não dispersivos (*Nondispersive infrared*)
- NH₃ – Amônia
- NO – Óxido nítrico
- NO₂ – Dióxido de nitrogênio
- NO_x – Óxidos de nitrogênio
- NRSC – Ciclo Estacionário para equipamentos fora-de-estrada (*Non-Road Steady Cycle*)
- PCI – Poder calorífico inferior
- PCP – Fase de combustão pré-misturada (*Pre-mixed combustion phase*)
- PCS – Poder calorífico superior
- PEM – Membrana polimérica trocadora de prótons
- pfi* – Injeção PFI (*Port-fuel injection*)
- PMEP – Pressão média efetiva de bombeamento (*Pump mean effective pressure*)
- PMI – Ponto morto inferior
- PMS – Ponto morto superior
- ppm – Partes por milhão
- PROCONVE – Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
- PRR – Taxa de aumento de pressão (*pressure rise ratio*)

RCCI – Ignição por compressão com reatividade controlada (*Reactivity Controlled Compression Ignition*)

SCR – Redução catalítica seletiva (*Selective catalytic reduction*)

SiO₂ – Dióxido de silício

SOC – Início da combustão (*start of combustion*)

SOI – Início da injeção (*start of injection*)

SPM – Substituição percentual mássica

SR – Reforma a vapor (*Steam reforming*)

UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá

UR – Umidade relativa

WGS – Reação de *Water gas-shift*

LISTA DE SÍMBOLOS

%C – Composição percentual mássica de carbono no combustível puro

%H – Composição percentual mássica de hidrogênio no combustível puro

%N – Composição percentual mássica de nitrogênio no combustível puro

%O – Composição percentual mássica de oxigênio no combustível puro

$(A/C)_{est}$ – Relação ar-combustível estequiométrica

$(A/C)_{real}$ – Relação ar-combustível real

\bar{R}_u – Constante universal dos gases

$[S]_{comb}$ – Concentração de enxofre no combustível

\dot{m}_i – Vazão mássica

h_i – Entalpia

$C_{\%}$ – Composição percentual mássica de carbono na mistura hipotética

$H_{\%}$ – Composição percentual mássica de hidrogênio na mistura hipotética

H_a – Umidade absoluta do ar de admissão

M_{H_2O} – Massa molar da água

M_{N_2} – Massa molar de nitrogênio

M_{O_2} – Massa molar de oxigênio

$M_{ar\ seco}$ – Massa molar do ar seco

M_{exa} - Massa molar média dos gases queimados

$N_{\%}$ – Composição percentual mássica de nitrogênio na mistura hipotética

$O_{\%}$ – Composição percentual mássica de oxigênio na mistura hipotética

P_{eixo} – Potência de eixo

T_{amb} – Temperatura ambiente

T_i – Temperatura

V_d – Volume deslocado

V_i – Volume

V_i – Volume instantâneo no interior do cilindro

V_m – Volume morto

c_F – Fator de correção da potência do motor

c_p – Calor específico a pressão constante

c_v – Calor específico a volume constante

e^- – Elétron

[gás] – Concentração volumétrica de um componente nos gases de exaustão

$k_{f,w}$ – Fator específico do combustível para o cálculo do equilíbrio de carbono

k_p – Fator de correção da umidade para materiais particulados

$k_{w,r}$ – Fator de correção para passagem das emissões de via seca para via úmida

m_{TP} – Massa dos produtos da combustão por mol de O_2

n_{TP} – Número de mols do gás queimado

p_{atm} – Pressão atmosférica

p_i – Pressão

p_{sat} – Pressão de saturação do vapor de água

r_c – Relação volumétrica de compressão

u_i – Razão entre a densidade de um componente do gás de exaustão e a densidade do gás de exaustão

a – Raio da manivela

B – Diâmetro do cilindro

$BSCO$ – Emissão específica de CO

$BSCO_2$ – Emissão específica de CO_2

$BSHC$ – Emissão específica de HC

$BSPM$ – Emissão específica de material particulado

$BSNO_x$ – Emissão específica de NO_x

c – Comprimento da biela

d – Distância entre o eixo da manivela e o eixo do pino do pistão

H^+ – Íon molecular de hidrogênio

L – Curso do pistão

OH^- – Hidroxila

α – Relação de combustão a volume constante

θ – Ângulo da manivela

FSN – Filter smoke number

N – Rotação do motor

Q – Calor

UR – Umidade relativa

W – Trabalho

$d\dot{m}_i$ – Taxa de fluxo de massa

dU_s – Variação da energia interna dos gases no interior do cilindro

n – Número de ciclos analisados

x – Razão molar hidrogênio/carbono

y – Razão molar oxigênio/carbono

z – Razão molar nitrogênio/carbono

β – *Cutoff ratio*

γ – Coeficiente de expansão adiabática

δQ_{COMB} – Energia química liberada na combustão

δQ_{TC} – Taxa de transferência de calor que cruza a fronteira do sistema

δQ – Variação de energia térmica durante o ciclo

δW – Trabalho de fronteira realizado durante o ciclo

λ – Lambda

ρ – Massa específica

τ – Torque do dinamômetro

ϕ – Razão de equivalência

Subscritos:

ar seco – Ar admitido em base seca

atm – Atmosférica

exa – Gás de exaustão

gas_i – Componente específico “*i*” do gás de exaustão

FVE – Fechamento da válvula de exaustão

pfi – *Port-fuel injection*

piloto – Combustível piloto

res – Gás residual

1 – INTRODUÇÃO

Apesar de a matriz energética brasileira se destacar mundialmente pelo aproveitamento de fontes renováveis, as fontes não renováveis ainda representam uma parcela significativa da oferta interna de energia do país. Neste sentido, pode-se destacar o setor de transportes brasileiro como um dos mais relevantes em termos de consumo energético, oscilando nos últimos anos entre a primeira e a segunda posição no ranking dos principais consumidores de energia primária no Brasil, além de ter apresentado um crescimento superior a 10 % no consumo nos últimos dez anos (EPE, 2024). Essa elevada demanda faz com que, cada vez mais, sejam necessários novos esforços para o desenvolvimento de alternativas que ofereçam maior eficiência energética e que sejam ambientalmente mais adequadas.

A elevada exploração de combustíveis fósseis necessária para atender às demandas do setor de transportes tem gerado, cada vez mais, preocupações relacionadas à poluição ambiental, ao aumento das emissões de dióxido de carbono e às mudanças climáticas. Essas questões têm impulsionado a criação de normas e regulamentações rigorosas, voltadas para a melhoria da eficiência na conversão de combustível e ao controle dos limites de emissões de poluentes nos gases de escape dos veículos (PEDROZO, 2017). Neste contexto, diversos esforços têm sido feitos visando reduzir as emissões de poluentes por motores de combustão interna, inclusive com alguns países apresentando propostas para descontinuar a produção destes motores a partir da adoção de veículos com baixa ou nenhuma emissão (WAPPELHORST, 2020; GHOSH, 2021).

Apesar de muitos pesquisadores indicarem a eletrificação da matriz de transportes como uma das possíveis soluções para a descarbonização, Kalghatgi (2018) ressalta que a utilização em larga escala de veículos elétricos exigirá uma infraestrutura capaz de atender à demanda energética crescente destes novos veículos, ao mesmo tempo em que é fundamental que os países interessados em seguir o caminho da eletrificação desenvolvam uma matriz energética sustentável para suportar a transição. Neste sentido, o autor destaca que a utilização de veículos elétricos em regiões que possuam geração elétrica dependente do carvão teria um impacto negativo no que diz respeito às emissões de gases de efeito estufa. Ademais, veículos elétricos pesados sequer atingiram a maturidade tecnológica nos dias atuais, apresentando desafios em

termos de tempo de recarga das baterias, capacidade de armazenamento de energia, baixa autonomia e ineficiência de propulsão (VOLVO, 2022). Além disso, Helou *et al.* (2022) destacam que, para que a eletrificação de veículos pesados ganhe maior relevância, ainda será necessário um grande desenvolvimento das subestações, para que se tornem capazes de suportar uma eventual penetração comercial destes veículos. Senecal e Leach (2021) destacam que, apesar da eletrificação veicular ser uma alternativa interessante para a redução das emissões de poluentes, é necessário encontrar um meio termo entre veículos elétricos e veículos com motores a combustão.

Neste sentido, Malaquias *et al.* (2019) apontam que melhorias nos motores de combustão interna e o desenvolvimento de biocombustíveis podem ser alternativas capazes de reduzir os impactos ambientais e manter a competitividade dos veículos a combustão, especialmente em países da América do Sul. Da mesma forma, Santos *et al.* (2021) destacam que os biocombustíveis possuem papel relevante para a geração de energia limpa na América do Sul. Kalghatgi (2018) ainda afirma que a utilização de veículos equipados com motores de combustão interna ainda deverão compreender a maior fatia deste mercado por muitos anos.

Nesta perspectiva, faz-se necessário o desenvolvimento de alternativas e soluções tecnológicas que promovam o aumento da eficiência de conversão de combustível e a redução das emissões de poluentes em motores de combustão interna, especialmente no que diz respeito a motores pesados, já que estes ainda encontram dificuldades para a eletrificação; e estas soluções podem ser alcançadas por inovações estratégicas na combustão, uso de biocombustíveis e sistemas de pós-tratamento (PEDROZO, 2017; DA COSTA, 2021).

Veículos pesados geralmente utilizam motores de ignição por compressão, e a utilização de biocombustíveis nestes motores pela substituição parcial do diesel por biodiesel como uma alternativa para reduzir as emissões de gases de efeito estufa já é uma realidade em diversos países (DE SOUZA *et al.*, 2022). Por outro lado, o biodiesel apresenta algumas dificuldades técnicas, como maior densidade e menor poder calorífico que o diesel, além de apresentar baixa estabilidade à oxidação e dificuldades de armazenamento (KIM *et al.*, 2014).

Um combustível *drop-in* alternativo bastante promissor e capaz de substituir total ou parcialmente o diesel em motores de ignição por compressão é o óleo vegetal hidrotratado (HVO – *Hydrotreated Vegetable Oil*). HVOs são combustíveis obtidos a partir da hidrogenação de óleos vegetais, residuais e gorduras animais. Estes combustíveis consistem de misturas de

hidrocarbonetos parafínicos, livres de enxofres e aromáticos e que possuem um número de cetano alto, além de possuírem propriedades semelhantes às do óleo diesel (PREUSS; MUNCH; DENBRATT, 2021). O HVO pode ser utilizado puro ou em misturas com o diesel fóssil ou com o biodiesel, e seus benefícios operacionais e ambientais têm feito com que ele venha ganhando mais espaço no mercado mundial, com alguns testes iniciais sendo realizados no Brasil e perspectiva de construção de plantas para a produção deste biocombustível no país (NESTE CORPORATION, 2020; PETROBRAS, 2020).

Por outro lado, alternativas como o uso de gás natural ou biogás em motores de ignição por compressão também têm ganhado destaque. Embora exija adaptações no motor, o gás natural pode ser uma solução atraente para reduzir a dependência do diesel e mitigar as emissões de NO_x e material particulado. Nesse contexto, o gás natural veicular (GNV) pode contribuir para um mercado mais sustentável, por possuir um menor teor de carbono em sua composição, e contar com grandes reservas naturais, o que ajuda a reduzir custos (HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017). Embora seja um combustível de origem fóssil, o gás natural tem o potencial de desempenhar um papel de destaque na transição energética sustentável. Ele pode garantir segurança energética, ao mesmo tempo em que, quando bem utilizado, possibilita a redução das emissões de gases de efeito em comparação com o diesel, mantendo preços competitivos.

Ao mesmo tempo, o uso de hidrogênio como combustível tem despertado cada vez mais interesse. O fato de sua combustão teórica ter como único produto a água pura faz com que ele seja considerado por muitos autores como o combustível do futuro e uma alternativa ambientalmente adequada e eficiente para reduzir a dependência por combustíveis fósseis no setor de transportes (STĘPIEŃ, 2021). Neste sentido, a utilização de hidrogênio em células a combustível é apontada como uma das alternativas mais eficientes para a mitigação das emissões de gases de efeito estufa (OECD, 2005; WEBER; LIPMAN, 2019). Por outro lado, esta tecnologia ainda necessita de avanços tecnológicos e econômicos para competir com os motores de combustão interna (ZOHURI, 2019).

Stępień (2021) destaca algumas vantagens observadas em motores de combustão interna operando com hidrogênio em comparação com as células a combustível: maior tolerância a presença de contaminantes, maturidade tecnológica, e facilidade de adaptação dos motores para operar com hidrogênio. Stępień (2021) ressalta ainda que motores de combustão interna

movidos a hidrogênio representam uma alternativa interessante para se atingir a redução nas emissões de CO₂ esperadas até 2050 em veículos a combustão.

A Figura 1 apresenta uma comparação entre as principais tecnologias de propulsão debatidas para utilização em veículos nos próximos anos.

Parâmetros	Veículos elétricos	Veículos movidos a células a combustível	Veículos com motores de combustão de H ₂
Produção, infraestrutura e custos	↓	↓	↑
Adequação para uso diário	→	→	↑
Autonomia	↓	↑	↑
Tempo para reabastecimento	↓	↑	↑
Eficiência de conversão de combustível	↑	↑	→
Durabilidade	→	↓	↑
Adequação ambiental	→	↑	↑

Figura 1: Comparação entre três tecnologias de propulsão veicular para redução de emissões

Fonte: Stępień, 2021 (adaptado)

Verifica-se que os veículos elétricos têm potencial para aplicações urbanas e curtas distâncias, enquanto os veículos movidos a células a combustível, apesar de apresentarem elevada autonomia e um desempenho satisfatório, possuem algumas dificuldades de controle térmico, menor robustez, menor vida útil e necessidade de utilização de um hidrogênio de elevada pureza. Em contrapartida, a utilização de hidrogênio em motores de combustão interna é uma possibilidade interessante para aproveitar os benefícios deste combustível e fazer uso de uma tecnologia já bastante madura e economicamente aplicável (SOBERANIS; FERNANDEZ, 2010; DIMITRIOU *et al.*, 2018). Esses motores poderiam competir com veículos elétricos e células a combustíveis, especialmente em aplicações em veículos pesados, apresentando características equivalentes de desempenho e adequação ambiental (STĘPIEŃ, 2021).

Apesar das vantagens apresentadas, o uso de hidrogênio em motores de ignição por compressão (principal tecnologia utilizada em veículos pesados) esbarra na sua elevada temperatura de autoignição. Neste sentido, uma alternativa tecnológica que permite a substituição parcial do diesel por este combustível nestes motores é a tecnologia *dual-fuel*. Motores *dual-fuel* fazem parte de uma categoria singular, apresentando simultaneamente as características básicas de motores ciclos Otto e Diesel. Nestes motores, um combustível que possui uma elevada temperatura de autoignição é injetado na linha de admissão do motor (injeção indireta), sendo pré-misturado ao ar admitido no cilindro, como ocorre na grande maioria dos motores de ignição por centelha. Por outro lado, a combustão só tem início quando uma quantidade de combustível piloto (de menor temperatura de autoignição) é injetada na câmara de combustão em um momento oportuno, de maneira similar ao que ocorre em motores de ignição por compressão (WEAVER; TURNER, 1994; KARIM, 2015). A operação em modo *dual-fuel* permite que os motores de ignição por compressão trabalhem com uma grande variedade de combustíveis, como gás natural, biogás, *syngas*, hidrogênio e etanol, garantindo flexibilidade operativa a esses motores e proporcionando benefícios econômicos e ambientais (BORETTI, 2019; HALL; KASSA, 2021; DA COSTA *et al.*, 2022; PINTO *et al.*, 2023b)

Seguindo esta linha, um projeto de pesquisa de 18 meses, intitulado “Estudo experimental da tecnologia *Dual-Fuel* em motores de ignição por compressão utilizando diesel renovável (HVO/Farnesano) com etanol, hidrogênio ou biogás”, foi aprovado no Programa Rota 2030, do Governo Federal. Em parceria com a empresa FPT Industrial e com a UNESP, o projeto foi executado na UNIFEI e serviu como base para diferentes trabalhos de graduação, mestrado e doutorado, como é o caso deste trabalho.

No escopo do projeto e como motivação pela busca de alternativas ambientalmente adequadas e inovadoras para os motores de combustão interna, neste trabalho propõe-se a utilização do combustível alternativo HVO como substituto para o diesel tradicional, tanto para a operação em modo convencional (isto é, o modo de operação comum de motores de ignição por compressão, com injeção de apenas um combustível no interior da câmara de combustão), quanto para a operação em modo *dual-fuel* com GNV e com hidrogênio, apresentando resultados experimentais inéditos de desempenho, combustão e emissões desta combinação de combustíveis.

Neste sentido, pretende-se, neste trabalho, discutir a viabilidade técnica da utilização de combustíveis alternativos em modo *dual-fuel*, pela injeção *port-fuel* de gás natural e hidrogênio em conjunto com o HVO como combustível piloto. Além disso, estes combustíveis gasosos ainda foram testados com diesel S10, de modo que estes resultados possam ser utilizados como *baseline* e sirvam como comparação ao que se propõe. O estudo experimental realizado tem o objetivo de estudar o desempenho, a combustão e as emissões de poluentes do motor durante a operação com os combustíveis supracitados e estudar a viabilidade destes combustíveis como substitutos para o diesel em motores pesados.

1.1 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é estudar o desempenho, a combustão e as emissões de poluentes de um motor de ignição por compressão operando com o diesel verde (HVO) em modo *dual-fuel*, injetando hidrogênio e gás natural separadamente no coletor de admissão, e comparar os resultados com aqueles obtidos na operação com diesel S10, tanto puro quanto em modo *dual-fuel* com os combustíveis gasosos supracitados.

1.1.1 Objetivos específicos

- Realizar uma revisão bibliográfica de motores de ignição por compressão operando com HVO e revisão bibliográfica de motores de ignição por compressão operando em modo *dual-fuel*, com foco em estudos com GNV e com hidrogênio;
- Desenvolvimento e instrumentação de um novo laboratório na UNIFEI, nomeado de “Laboratório de Ensaio em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis”, para a realização dos ensaios experimentais;
- Instrumentação completa de um motor de seis cilindros para a operação e testes experimentais, incluindo um sistema de medição de pressão no interior do cilindro, sistemas para medição de torque, rotação, pressões e temperaturas em diferentes pontos,

vazão de ar e dos combustíveis, além de um sistema para aquisição das emissões de poluentes;

- Realizar adaptações no motor para a operação em modo *dual-fuel*, adicionando um sistema de injeção sequencial no coletor de admissão do motor, além da instrumentação para o controle e medição da vazão de combustível gasoso;
- Realizar ensaios experimentais na nova bancada dinanométrica, considerando a operação do motor no modo *dual-fuel*, com diesel e HVO como combustíveis piloto, e gás natural veicular e hidrogênio como combustíveis injetados no coletor de admissão;
- Caracterizar as emissões, o desempenho e o processo de combustão do motor *dual-fuel*, por meio de medições da pressão no interior do cilindro, torque, rotação, pressões e temperaturas em diferentes pontos, vazão de ar e dos combustíveis, além da aquisição de dados de emissões de poluentes;
- Desenvolver e aplicar um modelo matemático para a análise da combustão e das emissões nas diferentes condições estudadas e nas diferentes combinações de combustíveis propostas;
- Analisar e discutir os resultados obtidos experimentalmente, utilizando a metodologia desenvolvida;
- Discutir a viabilidade técnica da utilização destes combustíveis em motores diesel de veículos e máquinas pesadas.

1.2 Estrutura do trabalho

Esta tese se divide em oito capítulos, ordenadamente: Capítulo 1 – Introdução, Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica, Capítulo 3 – Motores de Ignição por Compressão, Capítulo 4 – Combustíveis, Capítulo 5 – Bancada Experimental, Capítulo 6 – Metodologia, Capítulo 7 – Resultados, e Capítulo 8 – Conclusões.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica de trabalhos científicos que têm relação com os temas abordados nesta tese. Neste sentido, discute-se, no capítulo, o uso de HVO em motores de ignição por compressão; motores alternativos de ignição por compressão

operando em modo *dual-fuel* com gases; e uso de hidrogênio em motores alternativos de ignição por compressão.

No Capítulo 3 é apresentada uma fundamentação teórica de motores de ignição por compressão operando no modo *dual-fuel*, destacando suas características e vantagens. Por fim, são apresentados os principais poluentes emitidos durante a operação destas máquinas e seus mecanismos de formação.

O Capítulo 4, em conjunto com o Apêndice A, apresenta os combustíveis utilizados nos testes experimentais durante o projeto de pesquisa ao qual esta tese está vinculada, considerando as características de cada combustível, seus processos de produção e sua aplicação em motores de ignição por compressão, tanto em modo convencional quando em modo *dual-fuel*.

O Capítulo 5 traz a bancada experimental desenvolvida para a realização dos ensaios experimentais, apresentando a sua construção, instrumentações e as adaptações desenvolvidas no motor e no laboratório para a operação em modo *dual-fuel*.

No Capítulo 6 é apresentada toda a metodologia utilizada para a realização dos ensaios experimentais, as metodologias e equacionamentos aplicados para a realização das análises e tratamento dos dados de combustão, emissões e desempenho.

O Capítulo 7 traz os resultados experimentais de todos os testes realizados, tanto em modo convencional quando em modo *dual-fuel*. Este capítulo é complementado pelo Apêndice B, que apresenta os resultados completos dos testes e que serviram como base para a aplicação do modelo matemático utilizado para a análise da combustão.

Por fim, o Capítulo 8 apresenta as conclusões e comentários finais de todos os resultados obtidos, além de propostas para trabalhos futuros.

2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica de trabalhos científicos publicados em revistas indexadas e que envolvem os temas abordados nesta tese. Os trabalhos foram divididos na forma de tópicos específicos, cada um apresentado em uma seção diferente. Primeiramente, é feita uma revisão bibliográfica do uso de HVO em motores de ignição por compressão. Na sequência, são apresentados trabalhos que realizam estudos experimentais em motores operando em modo *dual-fuel* e, por fim, a discussão é focada especificamente em motores *dual-fuel* operando com hidrogênio.

2.1 Revisão bibliográfica do uso de HVO em motores alternativos de ignição por compressão

Kim *et al.* (2014) avaliaram a performance e as emissões de um motor Diesel de pequeno porte operando com óleo vegetal hidrotratado e compararam os resultados obtidos com os observados durante a operação do mesmo motor com diesel e biodiesel. Em termos de potência, os autores observaram que a operação com diesel apresentou melhores resultados e que a utilização do HVO reduziu a potência máxima produzida pelo motor, uma vez que ele possui um menor PCI em base volumétrica do que o diesel. Por outro lado, os autores verificaram uma pequena redução no consumo de combustível associada à utilização de HVO, em comparação com o diesel e com o biodiesel, uma vez que o maior PCI em base mássica do HVO faz com que seu consumo específico seja ligeiramente menor. Os autores ainda observaram reduções nas emissões de CO, CO₂, HC e MP para o HVO em comparação com o diesel puro, enquanto as emissões de NO_x não apresentaram mudanças significativas. Por fim, os autores concluíram que o HVO é um combustível promissor em termos de performance e emissões.

Dimitriadis *et al.* (2018) avaliaram experimentalmente as emissões de um motor Diesel de quatro cilindros operando com HVO puro e compararam os resultados obtidos com os observados durante a operação deste motor com o diesel comercial europeu (7 % de biodiesel na data dos ensaios). Os autores observaram que o HVO apresentou um consumo volumétrico

maior que o diesel, consequência da menor densidade do biocombustível; ao passo que o consumo específico apresentou um resultado oposto, uma vez que o HVO possui um maior PCI em base mássica. A operação com HVO foi capaz de reduzir significativamente as emissões de MP, CO e HC. Os autores atribuíram a redução nas emissões de MP ao fato de o HVO ser um combustível parafínico, com elevada relação H/C, livre de aromáticos, enxofre e impurezas minerais, enquanto as emissões de CO e HC foram reduzidas devido à maior duração da combustão associada ao menor atraso de ignição do HVO e às suas melhores características, que favorecem a formação de uma mistura mais homogênea. As emissões de CO₂ foram reduzidas em cerca de 6 %, o que os autores também atribuíram à maior relação H/C do HVO. Por fim, os autores não encontraram um resultado conclusivo sobre as emissões de NO_x, uma vez que em alguns pontos estudados houve um aumento nas emissões deste poluente, enquanto em outros pontos foi observada uma redução. Para tentar reduzir as emissões de NO_x, os autores atrasaram a injeção de HVO em 4° do eixo virabrequim, de modo a compensar o menor atraso de ignição deste biocombustível, e observaram que as emissões nesta nova condição ficaram menores do que aquelas observadas durante a operação com diesel puro na condição padrão do motor, ao custo de um pequeno aumento nas emissões de MP (mesmo com o aumento, as emissões deste poluente se mantiveram muito abaixo das observadas para o diesel puro).

Pechout *et al.* (2019) fizeram uma análise parecida com a realizada por Kim *et al.* (2014), comparando o uso de HVO, biodiesel e diesel em um veículo de passeio equipado com um motor de ignição por compressão de quatro cilindros. Eles observaram que o HVO apresentou um atraso de ignição menor do que os outros combustíveis, resultando em um melhor desenvolvimento da combustão, o que pode estar associado ao seu maior número de cetano. Os autores observaram que o biodiesel apresentou um consumo maior, devido ao seu menor PCI, enquanto HVO e diesel resultaram em consumos similares. O HVO apresentou menores emissões de CO₂, CO e NO_x, enquanto as emissões de HC ficaram próximas às do biodiesel e menores do que as do diesel puro. Por fim, os autores concluíram que o HVO possui vantagens consideráveis em comparação com o biodiesel e o diesel fóssil.

Bortel, Vávra e Takáts (2019) compararam a performance e as emissões de um motor Diesel monocilíndrico operando com diesel e HVO (chamado de HVO100) puros, e também com uma mistura de ambos (30 % de HVO e 70 % de diesel, chamada de HVO30). Os autores observaram que os combustíveis HVO30 e HVO100 apresentaram uma maior potência indicada e um menor consumo específico indicado em comparação ao diesel, e esses benefícios foram

ainda mais relevantes para o HVO100. Os autores observaram uma pequena redução nas emissões de CO₂ associada ao aumento do conteúdo de HVO na mistura, o que eles justificam ocorrer devido à maior relação hidrogênio/carbono do óleo vegetal hidrotratado. As emissões de CO, HC e MP, por outro lado, apresentaram reduções consideráveis durante a adição de HVO ao diesel, sendo as maiores reduções verificadas para as condições em que o HVO era utilizado puro. As emissões de NO_x apresentaram, no geral, uma redução muito pequena quando o diesel fóssil foi substituído por HVO. Por fim, os autores concluíram que a utilização de HVO puro ou misturado ao diesel apresentou efeitos positivos mesmo sem nenhuma mudança no controle eletrônico do motor e destacam que resultados ainda mais relevantes poderiam ser obtidos com a calibração e a otimização do motor para a operação com HVO.

Millo *et al.* (2025) analisaram as características de injeção, combustão e emissões do HVO como combustível de um motor Diesel Euro 6, e compararam os resultados com os obtidos para testes com diesel fóssil. Os autores observaram que, em pressões moderadas de injeção, as características do HVO causam uma redução no volume injetado, encurtando a duração da injeção; enquanto em altas pressões, os perfis de injeção do HVO e do diesel são semelhantes. Isso faz com que o HVO apresente um comportamento diferente nos dois cenários, com uma penetração de *spray* mais curta e um ângulo de cone menor que o do diesel para as baixas pressões de injeção, enquanto, em níveis mais altos de pressão, as características do *spray* tornam-se idênticas para ambos os combustíveis. Além disso, foi verificado que o efeito do maior número de cetano do HVO tem um impacto mais evidente em condições de baixa carga, enquanto em condições de média e alta cargas os efeitos são menos pronunciados. O maior número de cetano do HVO sempre resulta em reduções significativas no atraso de ignição, o que leva a um pico menor na taxa de liberação de calor durante as operações com média e alta cargas. Em baixa carga, onde a maior parte do processo de combustão ocorre na fase pré-misturada, a redução no atraso de ignição não causa uma diminuição significativa no pico de liberação de calor, mas uma combustão adiantada. Por fim, os autores observaram uma redução de 4 % nas emissões de CO₂ no ciclo de testes, e uma redução de 85 % nas emissões deste poluente ao se considerar uma análise “do poço à roda”, além de reduções superiores a 40 % nas emissões de CO, 50 % nas emissões de HC e de até 15 % nas emissões de NO_x.

Os efeitos da utilização de HVO em motores *heavy-duty* também foram avaliados por alguns autores. Aatola *et al.* (2009) analisaram e compararam as emissões de um motor de ignição por compressão, de 6 cilindros, operando com diesel e HVO, ambos puros, e também

operando com uma mistura binária de 70 % diesel e 30 % HVO. Os autores observaram que o uso de HVO, tanto puro quando misturado ao diesel, proporcionou uma redução nas emissões de HC e CO, além de reduzir os níveis de fumaça do motor. As emissões de NO_x, por outro lado, só apresentaram redução durante a operação com o biocombustível puro, enquanto a mistura apresentou emissões similares às do diesel puro. Ademais, o uso de HVO, tanto puro quanto misturado ao diesel, proporcionou um consumo específico inferior ao do diesel puro. Por fim, os autores ressaltam que os testes foram realizados sem o motor passar por nenhum tipo de alteração e destacam que resultados ainda melhores poderiam ser obtidos com a otimização dos parâmetros de injeção para a operação com HVO.

Hartikka, Kuronen e Kiiski (2012) apresentaram um compilado de diversos estudos experimentais de HVO em motores diesel e discutiram sobre os resultados principais apresentados nestes estudos. Os autores observaram que, devido ao elevado número de cetano do HVO, o início da sua combustão é avançado em cargas baixas e médias, enquanto em cargas mais elevadas não há grandes diferenças em relação ao diesel fóssil. Além disso, os autores verificaram que a operação com HVO resulta em menores ruídos e fumaça. Em termos de emissões, os autores observaram que o uso de HVO puro em motores *heavy-duty* tem potencial de reduzir as emissões de NO_x, MP, CO e HC. Além disso, resultados similares foram verificados durante o uso de HVO em veículos de passeio. Em termos de características do *spray*, os autores afirmam que não há diferenças importantes entre o HVO e o diesel e que, apesar da menor densidade do HVO, a operação com este biocombustível não resulta em perda de potência. Por fim, os autores afirmam que a operação com HVO resulta em maiores eficiências energéticas quando comparado ao diesel comercial.

Singh, Subramanian e Singal (2015) investigaram a utilização deste biocombustível em um motor de seis cilindros e compararam os resultados de desempenho e emissões com os resultados obtidos durante a operação com diesel e biodiesel puros. Similar aos estudos já apresentados, os autores verificaram uma redução considerável nas emissões de MP, HC e CO pela utilização de HVO em comparação com o diesel, o que os autores atribuem à ausência de enxofre e aromáticos na composição deste biocombustível. As emissões de NO_x para a operação com HVO, por outro lado, apresentaram um aumento considerável em comparação com a operação com diesel fóssil, o que os autores sugerem estar associado ao menor atraso de ignição, que faz com que o início da combustão ocorra mais cedo e acarrete em um aumento substancial da pressão e da temperatura no cilindro, favorecendo a formação de NO_x pelo

mecanismo térmico. Em comparação com o biodiesel, o HVO apresentou emissões inferiores de NO_x , com uma redução de cerca de 29 %. Por fim, os autores observaram uma redução do consumo específico de combustível do HVO e concluem que o ele é um biocombustível bastante promissor e que apresenta um grande potencial de substituir o biodiesel.

Os efeitos do uso de uma mistura ternária de HVO, biodiesel de óleo de fritura e diesel fóssil foram estudadas experimentalmente por Götz *et al.* (2016). O combustível formado por essa mistura ternária vem passando por testes experimentais em países da Europa e é conhecido como Diesel R33. Para estes estudos, cinco veículos de passeio diferentes foram utilizados e, além do Diesel R33, testes com diesel comercial europeu (contendo 5 % de biodiesel) foram realizados. Os autores observaram que o Diesel R33 foi capaz de reduzir as emissões de HC (em média 26 %) e de CO (em média 38 %), em comparação com o diesel comercial, o que os autores atribuem às melhores características de ignição do Diesel R33, em especial pelo seu maior número de cetano. Por outro lado, um aumento nas emissões de NO_x foi observado quando os veículos operavam com Diesel R33, enquanto as emissões de material particulado ficaram próximas para os dois combustíveis. As emissões de CO_2 em um cenário do “tanque à roda” não apresentaram diferenças entre os dois combustíveis. Por outro lado, em uma análise das emissões de CO_2 do “poço à roda”, os autores indicaram que o Diesel R33 é capaz de reduzir as emissões de gases de efeito estufa em cerca de 18,2 % em comparação com o diesel fóssil.

Vojtisek-Lom *et al.* (2017) estudaram o desempenho e emissões de um motor Diesel *heavy-duty* de seis cilindros, turboaspirado, com uma potência máxima de 176 kW e um torque máximo de 810 Nm. Nos estudos realizados, além de comparar o HVO com diesel e com biodiesel, os autores realizaram testes experimentais de uma mistura contendo 70 % HVO e 30 % butanol. A análise indicou que todos os combustíveis apresentaram processos de combustão parecidos, não havendo diferença substancial em termos de pressão no cilindro e taxa de liberação de calor para os cenários estudados. Os autores verificaram uma redução no torque máximo do motor durante a operação com HVO em comparação com o diesel puro, o que eles associaram ao menor PCI em base volumétrica do biocombustível. Por outro lado, os resultados de consumo específico apresentaram valores menores para o HVO puro em comparação com o diesel, o que está associado ao maior PCI em base mássica do diesel renovável. Em comparação com o diesel, o HVO puro apresentou menores emissões de HC, MP, NO_x e CO.

2.2 Revisão bibliográfica de motores alternativos de ignição por compressão operando em modo *dual-fuel* com gases

Mustafi, Raine e Verhelst (2013) estudaram os efeitos da substituição de uma parcela de diesel por gás natural (100 % CH₄) e por três composições diferentes de biogás (80 % CH₄/20 % CO₂, 67 % CH₄/33 % CO₂ e 58 % CH₄/42 % CO₂) durante a operação *dual-fuel* de um motor Diesel monocilíndrico. Os autores verificaram um maior atraso de ignição durante a operação *dual-fuel*, e este atraso era mais evidenciado quando se aumentavam as concentrações de CO₂ no combustível gasoso. Em termos de pressão máxima no cilindro, os autores não identificaram diferenças entre as operações *dual-fuel* e *single-fuel*. Além disso, um maior pico na taxa de liberação de calor e uma redução na duração da combustão foram verificadas durante as operações *dual-fuel*, o que os autores afirmam ser um efeito da presença de combustível gasoso na vizinhança da injeção piloto, resultando em uma reação mais acelerada. Os autores observaram, ainda, que o consumo energético específico foi similar tanto para os casos *dual-fuel* quanto para o diesel puro, o que indica que o motor apresentou um desempenho satisfatório em modo *dual-fuel*. Foi observado também um aumento das emissões de CO e HC, resultantes da redução do conteúdo de oxigênio na admissão, ligeiramente substituído pelo gás. Por outro lado, as emissões de NO_x foram reduzidas em todos os casos *dual-fuel*, com destaque especial para as operações com biogás, uma vez que a presença de CO₂ reduz a temperatura máxima da combustão. Além disso, uma redução considerável das emissões de MP foi observada para as operações *dual-fuel*, uma vez que a quantidade de diesel injetada é reduzida nestes casos, reduzindo a formação de MP nas zonas de combustão rica.

Lounici *et al.* (2014) conduziram um estudo em um motor de ignição por compressão monocilíndrico *dual-fuel* operando com gás natural como combustível injetado no coletor de admissão. Durante os testes, os autores fixaram a injeção piloto em uma quantidade energética de aproximadamente 10 %, sendo o restante fornecido pelo gás natural injetado no coletor de admissão. Os autores observaram que, em cargas baixas, a operação *dual-fuel* apresentou eficiências menores em comparação com o modo *single-fuel*, enquanto em cargas mais altas as eficiências se aproximaram. Os autores verificaram uma redução considerável das emissões de MP e destacaram que a operação *dual-fuel* com gás natural, composto basicamente por metano, é benéfica, uma vez que este combustível não tem uma tendência a formar MP. Os autores

observaram ainda uma redução das emissões de NO_x para quase todas as cargas, com exceção da carga mais alta estudada, que foi a única que apresentou um resultado diferente. As emissões de CO e HC, por outro lado, aumentaram durante a operação *dual-fuel*, o que é apontado pelos autores como consequência da formação de misturas localmente muito ricas, resultando em uma piora da combustão. Por fim, os autores concluem que a operação em modo *dual-fuel* com gás natural é uma alternativa promissora e capaz de controlar simultaneamente as emissões de MP e NO_x , que é sabidamente o principal desafio dos motores diesel.

Rimkus, Stravinskas e Matijošius (2020) avaliaram a operação de um motor Diesel de quatro cilindros, operando com diesel ou HVO como combustíveis piloto e gás natural ou biogás como combustíveis injetados no coletor de admissão. Os ensaios experimentais foram realizados em uma rotação fixa de 2000 rpm e um torque de 45 Nm. Na operação *single-fuel*, os autores observaram eficiências e consumos bastante parecidos para os dois combustíveis líquidos, com o HVO proporcionando menores emissões de CO_2 , NO_x , além de emitir menos fumaça. Por outro lado, as emissões de CO e HC foram similares para os dois combustíveis piloto. Os autores verificaram uma redução da eficiência do motor durante a operação *dual-fuel*, sendo esta redução mais relevante na operação com biogás. Em termos de emissões, durante a operação *dual-fuel* os autores observaram um aumento da concentração de CO e HC nos gases de exaustão, resultado da combustão incompleta associada à redução da quantidade de oxidante admitida. As emissões de NO_x na operação *dual-fuel* foram reduzidas de forma destacável, em especial para a operação HVO-biogás, que une as vantagens verificadas na operação *single-fuel* do diesel verde com os benefícios do biogás, que é composto por uma parcela de CO_2 , o que ajuda a reduzir os picos de temperatura no cilindro e a reduzir a formação de NO_x pelo mecanismo térmico. Os autores verificaram que as emissões de CO_2 foram reduzidas durante a operação *dual-fuel* com gás natural, devido à maior reação H/C deste gás em comparação com os combustíveis pilotos, porém eles verificaram um aumento durante a operação com biogás, uma vez que este já possui CO_2 na sua composição. Os autores destacam, por outro lado, que uma análise de ciclo de vida é mais apropriada para analisar as emissões de CO_2 do biogás, uma vez que uma parcela das emissões deste poluente não é um produto da combustão, e este tipo de análise seria mais apropriada para indicar os impactos do uso deste biocombustível no que diz respeito às emissões de gases de efeito estufa.

Pinto *et al.* (2023a) analisaram a combustão, o desempenho e as emissões de um motor Diesel monocilíndrico operando em modo *dual-fuel* com gás natural e biogás como

combustíveis injetados no coletor de admissão e três combustíveis piloto diferentes (HVO, farnesano e diesel S10). Os autores observaram que a operação *single-fuel* de HVO e de farnesano apresentaram menores emissões de NO_x, CO, CO₂ e MP em comparação com o diesel S10. Na operação *dual-fuel*, os autores verificaram que ambos os combustíveis gasosos atrasaram o início da combustão, independentemente de qual combustível piloto era utilizado. Por outro lado, a operação *dual-fuel* resultou em combustão mais acelerada, maiores picos de pressões e maiores picos de taxa de liberação de calor. A operação *dual-fuel* proporcionou um aumento nas emissões de HC e CO para ambos os combustíveis gasosos, o que os autores atribuem à uma piora na combustão. Por outro lado, foram observadas reduções nas emissões de MP e NO_x durante a operação *dual-fuel*, independente do combustível piloto utilizado. Uma redução na eficiência do motor durante a operação *dual-fuel* foi observada para todos os casos, o que os autores justificam ser uma consequência das mudanças nas fases da combustão. Apesar disso, os autores ressaltam que os substitutos do diesel propostos neste estudo apresentaram melhor desempenho no modo *dual-fuel* do que o verificado durante a operação com o combustível fóssil, e que a operação *dual-fuel* com HVO ou farnesano com biogás e gás natural podem ser alternativas bastante promissoras para reduzir as emissões.

2.3 Revisão bibliográfica do uso de hidrogênio em motores alternativos de ignição por compressão

O uso direto de hidrogênio em motores de ignição por compressão encontra como barreira a elevada temperatura de autoignição deste combustível (BOSE; MAJI, 2009), de modo que sua aplicação nestes motores deve ser feita utilizando-se a tecnologia *dual-fuel*, com o hidrogênio sendo injetado, na maior parte das vezes, no coletor de admissão (KÖSE; CINIVIZ, 2013), uma vez que tecnologias que utilizam a injeção direta de hidrogênio ainda encontram dificuldades tecnológicas e conta poucos trabalhos publicados (LIU *et al.*, 2021).

Sandalci e Karagöz (2014) investigaram como a injeção de hidrogênio no coletor de admissão de um motor Diesel monocilíndrico afeta as características de combustão, emissões e performance deste motor. Os experimentos foram realizados em carga máxima e com uma rotação fixa de 1300 rpm, variando-se as proporções energéticas de hidrogênio nos valores de

0 %, 16 %, 36 % e 46 %. Os autores observaram que a injeção de H₂ reduz significativamente as emissões de CO₂, uma vez que o hidrogênio é livre de carbonos. Uma redução de 64 % nas emissões deste composto foi observada para a máxima substituição energética estudada. Também foram observadas reduções nas emissões de CO e de fumaça preta com o aumento da quantidade de hidrogênio, enquanto as emissões de HC se mantiveram praticamente estáveis em todos os cenários avaliados. A principal desvantagem observada foi o aumento nas emissões específicas de NO_x, que mais do que dobraram no cenário de maior substituição energética em comparação ao cenário em que o diesel era testado puro. Além disso, a injeção de hidrogênio também resultou em uma redução na eficiência do motor. A análise da combustão indicou que a substituição de diesel por hidrogênio aumenta a pressão no interior do cilindro e resulta em picos mais elevados da taxa de liberação de calor, o que os autores afirmam ser uma consequência da maior velocidade de chama e do fato de o hidrogênio ser admitido no cilindro já pré-misturado ao ar.

De maneira similar, Karagöz *et al.* (2016) investigaram a utilização de hidrogênio em um motor Diesel monocilíndrico, com potência nominal de 7,5 kW, operando em modo *dual-fuel*. Os testes foram realizados em uma rotação fixa de 1100 rpm e máxima carga, variando as proporções de hidrogênio nas frações energéticas de 0 %, 22 % e 53 %. Os autores observaram que a adição de hidrogênio reduziu a eficiência térmica do motor em comparação com a operação com diesel puro, o que eles afirmaram ocorrer devido à maior velocidade de combustão do hidrogênio, resultando em perda de potência, e destacaram que uma otimização na injeção de diesel seria necessária para melhorar a operação em modo *dual-fuel*. Os autores observaram uma redução considerável nas emissões de CO e nos níveis de fumaça, enquanto as emissões de HC ficaram praticamente inalteradas. O grande revés encontrado pelos autores foi nas emissões de NO_x, que aumentaram substancialmente e proporcionalmente com o aumento da quantidade de hidrogênio, o que é justificado pela maior temperatura de chama adiabática deste combustível em comparação com o diesel, além dos maiores picos de pressão e de temperaturas registrados durante a operação com o hidrogênio. Os autores também mediram a pressão e a temperatura no interior do cilindro e observaram que o pico de pressão aumentou proporcionalmente com o aumento na quantidade de hidrogênio injetada, enquanto a temperatura máxima também aumentou, mas não de maneira proporcional. Por fim, os autores apresentaram os resultados da taxa de liberação de calor e observaram que a combustão pré-

misturada resultante da adição de hidrogênio faz com que sejam atingidos picos maiores deste parâmetro.

Rocha *et al.* (2017) analisaram os efeitos da utilização de hidrogênio em um motor de ignição por compressão monocilíndrico, que utiliza diesel S10 como combustível piloto. Os experimentos foram realizados em uma rotação fixa de 3600 rpm e um torque correspondente a 60 % da carga máxima. Da mesma forma que no trabalho publicado por Karagöz *et al.* (2016), Rocha *et al.* (2017) observaram um aumento relevante nas emissões de NO_x pelo enriquecimento do ar de admissão com hidrogênio, enquanto as emissões de CO, CO₂ e HC diminuíram. As emissões de CO₂ foram reduzidas devido à menor quantidade de diesel utilizada na operação *dual-fuel*, o que também contribuiu para a redução das emissões de CO e HC. Além disso, os autores relatam que a redução destes dois poluentes está associada a uma combustão mais completa, o que é uma consequência da adição de hidrogênio. Por outro lado, essa melhora na combustão resultou em um maior pico de pressão e de temperatura no interior do cilindro, favorecendo o aumento nas emissões de NO_x. Além disso, os autores verificaram também um aumento no pico da taxa de liberação de calor e um avanço no início da combustão, ambos causados pela adição de hidrogênio. Os autores apontam que a elevada velocidade de chama do hidrogênio é o fator responsável pelo maior pico de pressão, ao passo que o aumento no pico da taxa de liberação de calor é resultado do alto poder calorífico do hidrogênio e da sua maior velocidade de chama.

Dimitriou *et al.* (2018) avaliaram experimentalmente as características de combustão e emissões de um motor Diesel *heavy-duty* operando em modo *dual-fuel* com hidrogênio e diesel. Os autores realizaram testes em uma rotação de 1500 rpm e em duas potências distintas: 20 kW e 40 kW. Eles observaram que a adição de hidrogênio reduziu o atraso de ignição em comparação com a operação com diesel puro nos dois cenários, ocasionando um aumento da pressão no interior do cilindro. Além disso, os autores observaram uma redução na eficiência térmica causada por uma combustão mais acelerada e incompleta, resultante da adição de hidrogênio durante a operação na potência mais baixa, enquanto um resultado oposto de eficiência foi observado para a potência de 40 kW. Reduções nas emissões de CO, CO₂, HC e MP também foram verificadas para ambos os cenários estudados, enquanto as emissões de NO_x apresentaram um aumento considerável. Para tentar reduzir as emissões de NO_x, os autores avaliaram o uso de um sistema de recirculação dos gases de escape (EGR). A aplicação do EGR aumentou a eficiência térmica do motor, em comparação com o cenário de diesel puro sem

EGR, em ambas as potências. As emissões de CO, CO₂ e HC praticamente não mudaram com a utilização de EGR, enquanto as emissões de NO_x foram reduzidas substancialmente em comparação aos casos sem EGR. A grande desvantagem verificada na recirculação dos gases foi um aumento considerável nas emissões de MP, uma vez que tanto a adição de hidrogênio quanto a utilização dos gases de exaustão recirculados reduzem a quantidade de oxigênio disponível nos cilindros, resultando em um piora no processo de oxidação e aumento nas emissões de particulados.

Nag *et al.* (2019) estudaram o desempenho e as emissões de um motor Diesel monocilíndrico operando em modo *dual-fuel* e utilizando EGR. Os combustíveis empregados nos experimentos foram hidrogênio e diesel e os testes foram realizados em diferentes cargas. Os autores observaram uma redução na eficiência térmica do motor durante a operação *dual-fuel* nas cargas mais baixas, ao passo que a eficiência aumentou para as cargas mais altas. Uma vez que a eficiência térmica é muito dependente da eficiência da combustão, os autores relacionam estes resultados a uma piora na combustão para cargas baixas e uma combustão mais eficiente em cargas elevadas. Os autores verificaram que as emissões de CO₂, CO, HC e MP foram reduzidas com o aumento da quantidade injetada de hidrogênio, em todas as condições de carga analisadas. Por outro lado, um aumento nas emissões destes poluentes foi verificado nos testes em que o EGR era utilizado. Apesar desse aumento, o uso de EGR permitiu reduzir substancialmente as emissões de NO_x, em comparação com os casos *dual-fuel* sem EGR e com os cenários de operação com diesel puro sem EGR. Apesar do aumento nas emissões de alguns poluentes durante a recirculação dos gases, em especial de material particulado, os autores observaram que a operação *dual-fuel* hidrogênio-diesel com EGR apresentou menores emissões de MP em comparação com o diesel *single-fuel*. Deste modo, os autores concluem que a combinação da operação *dual-fuel* hidrogênio-diesel com a utilização de sistemas EGR tem potencial de reduzir simultaneamente as emissões de NO_x e MP, sem comprometer a performance do motor.

De forma parecida, Vijayaragavan *et al.* (2021) analisaram a performance e as emissões de um motor Diesel monocilíndrico operando com hidrogênio, injetado no coletor de admissão, e com uma mistura de diesel e biodiesel de Simarouba (proporção volumétrica de 20 % deste biodiesel) como combustível piloto. Os autores observaram que o enriquecimento do ar de admissão com hidrogênio permitiu ao motor, operando com a mistura, alcançar uma eficiência térmica próxima à obtida com o uso de diesel puro, mitigando as desvantagens identificadas

pela adição deste biodiesel ao diesel. A injeção de hidrogênio possibilitou reduzir as emissões de HC, CO e MP a valores inferiores aos observados na operação com diesel puro, porém, com um aumento considerável das emissões de NO_x. A recirculação dos gases de escape também foi adotada para reduzir as emissões deste poluente, de modo que a operação da mistura diesel-biodiesel de Simarouba com EGR em modo *dual-fuel* apresentou valores menores de NO_x do que aqueles observados para o diesel puro. Por outro lado, as emissões de HC, CO e MP foram prejudicadas no cenário *dual-fuel* com EGR. Por fim, os autores analisaram a pressão e a taxa de liberação de calor nos cenários estudados. Os autores observaram que a adição de hidrogênio resultou em um maior atraso de ignição, maior pressão no interior do cilindro e maiores picos de taxa de liberação de calor, mesmo durante a operação com EGR, ao que eles relacionam ao fato de o hidrogênio aumentar a taxa de reação durante a combustão pré-misturada e reduzir durante a fase de combustão difusiva.

Pinto *et al.* (2023b) analisaram a combustão, desempenho e emissões de um motor Diesel monocilíndrico operando em modo *dual-fuel*, utilizando-se uma injeção *port-fuel* de hidrogênio e diferentes combustíveis pilotos (HVO, farnesano e diesel S10). Os ensaios experimentais foram realizados em uma rotação fixa de 1800 rpm e torque de 10 Nm, alternando-se os combustíveis pilotos e as quantidades injetadas de hidrogênio em até 27 % de substituição energética. Os autores verificaram que a adição de hidrogênio resultou em picos mais elevados nas taxas de liberação de calor, e estes picos foram tanto maiores quanto maior era a vazão mássica de hidrogênio. Resultados similares foram verificados para a pressão no interior do cilindro, o que os autores atribuem ao fato de a adição de hidrogênio aumentar o atraso de ignição e favorecer a combustão pré-misturada. Neste sentido, os autores observaram que a adição de hidrogênio reduziu a duração da combustão pré-misturada e da combustão difusiva, o que os autores apontam ser uma consequência da elevada velocidade de chama do hidrogênio e do maior atraso de ignição, o que proporciona uma mistura mais homogênea. Os autores ainda observaram que a adição de hidrogênio reduziu as emissões de CO, CO₂ e MP, enquanto as emissões de HC praticamente não se alteraram. Assim como em outros trabalhos, as emissões de NO_x também aumentaram com o aumento da quantidade de hidrogênio. Apesar disso, os autores verificaram que tanto a operação *dual-fuel* com HVO quanto com farnesano resultaram em menores emissões deste poluente do que aquelas observadas no cenário *dual-fuel* com diesel S10, ressaltando que o uso desses biocombustíveis em conjunto com hidrogênio pode ser uma alternativa mais promissora do que a operação com diesel fóssil. Os autores

também observaram uma redução na eficiência térmica do motor, o que os autores atribuem às mudanças nas fases da combustão na operação *dual-fuel*. Por fim, os autores concluem que tanto o HVO quanto o farnesano são biocombustíveis promissores e capazes de substituir o diesel fóssil na operação *dual-fuel* com hidrogênio de maneira mais eficiente e apresentando menores emissões.

2.4 Conclusão da revisão de literatura

A revisão de literatura indica que o HVO oferece significativos benefícios em comparação com o diesel em motores de ignição por compressão. A principal vantagem é a redução das emissões, enquanto os resultados de potência e torque apresentados pelos diferentes autores são menos claros. Apesar disso, é apontado que ajustes no controle do motor podem vir a beneficiar a operação com o biocombustível devido às suas características distintas em relação ao diesel.

De maneira similar, a operação *dual-fuel* com GNV apresenta um potencial significativo para reduzir as emissões, especialmente NO_x e MP, que é o principal *trade-off* dos motores de ignição por compressão. Contudo, a eficiência do motor pode ser comprometida na operação *dual-fuel*, refletindo em mudanças na combustão. Pode-se concluir que essa alternativa oferece benefícios importantes e pode ser considerada promissora para a substituição parcial do diesel fóssil, apesar de possíveis ajustes serem necessários.

Quanto à operação com hidrogênio em modo *dual-fuel*, o principal destaque é a significativa redução das emissões de CO_2 e de MP. No entanto, o aumento das emissões de NO_x é um desafio amplamente discutido por diversos autores, sendo uma das maiores dificuldades do uso de hidrogênio em motores de ignição por compressão. Neste sentido, a integração com biocombustíveis, ajustes para tornar a mistura mais pobre e a adoção de tecnologias como o EGR podem ajudar a equilibrar essas questões, otimizando o desempenho e as emissões dos motores, e qualificando o hidrogênio como uma alternativa promissora para certas aplicações.

3 – MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Apresenta-se neste capítulo uma descrição geral a respeito da operação de motores de ignição por compressão em modo *dual-fuel*. Além disso, o capítulo detalha as características da combustão destes motores. Por fim, é apresentada uma discussão sobre a formação de poluentes nestes motores e as alternativas para a redução destas emissões.

3.1 Motores *Dual-Fuel*

Um motor de combustão interna *dual-fuel* é uma máquina térmica que combina as características de um motor de ignição por centelha e de um motor de ignição por compressão. Neste equipamento, um combustível com maior temperatura de autoignição (gás natural é o mais comum) é injetado no coletor de admissão (injeção *port-fuel*) e misturado ao ar, de modo que uma mistura ar-combustível é admitida no interior do cilindro. Porém, ao contrário do que acontece nos motores de ignição por centelha, essa mistura ar-combustível entra em ignição somente quando um segundo combustível, chamado de combustível piloto (em geral, óleo diesel), é injetado na câmara de combustão. A injeção deste segundo combustível, chamada de injeção piloto, ocorre quando o pistão está se aproximando do PMS, de modo similar ao funcionamento dos motores de ignição por compressão (WEAVER; TURNER, 1994; BREEZE, 2018). Na Figura 2 é ilustrada a operação de um motor *dual-fuel*.

Motores *dual-fuel*, apesar de estarem ganhando maior destaque nos últimos anos, podem ser considerados quase tão antigos quanto o próprio motor Diesel, com estudos sendo realizados desde a década de 1890 e uma patente registrada em 1901, por Rudolf Diesel, de um motor que aplicava os conceitos da combustão *dual-fuel* (KARIM, 2015; HALL; KASSA, 2021). A adaptação de um motor Diesel convencional para operar em modo *dual-fuel* consiste, geralmente, na instalação de um sistema de injeção indireta próximo às válvulas de admissão de cada cilindro, sendo uma alternativa de baixo custo (PEDROZO, 2017). A utilização desta tecnologia nos motores tem como objetivos reduzir as emissões de poluentes e possibilitar uma

operação economicamente mais atrativa, ao mesmo tempo em que sejam atingidos valores adequados de eficiência (SAHOO; SAHOO; SAHA, 2010; KLIMSTRA, 2016).

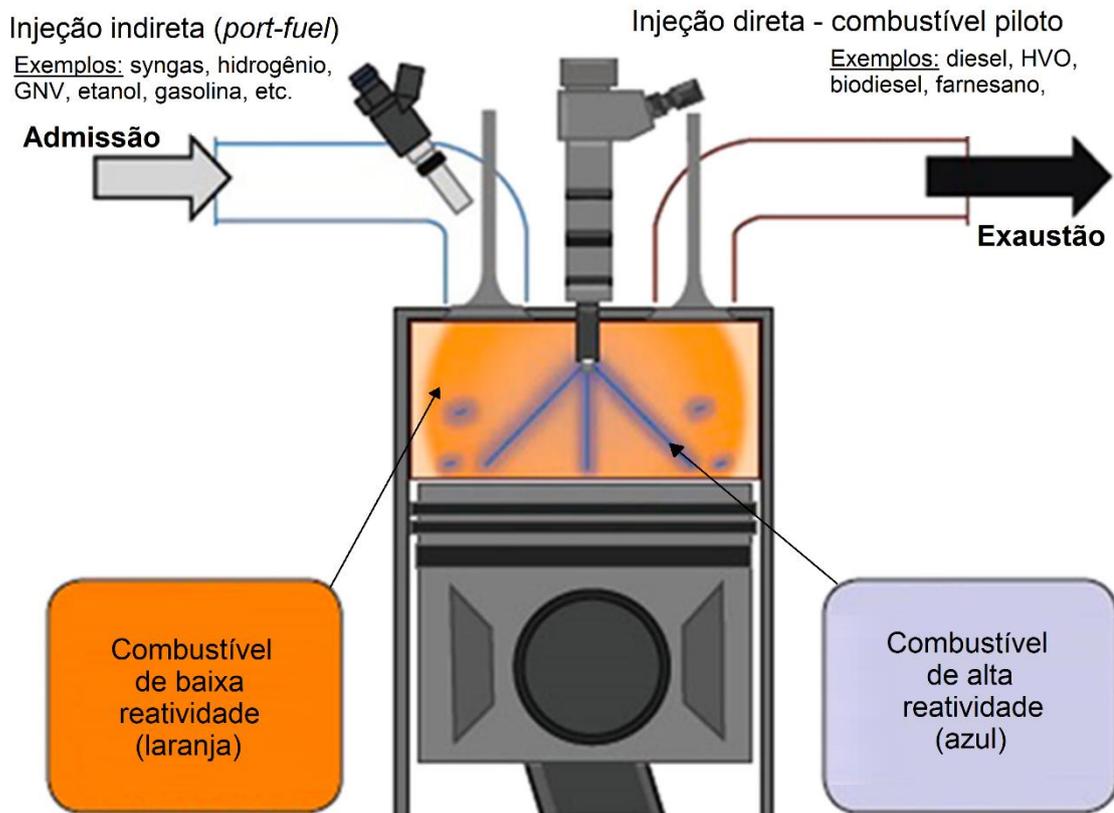


Figura 2: Esquema de um motor dual-fuel

Fonte: Breeze, 2018 (adaptado)

Motores de ignição por compressão operando em modo *dual-fuel* podem apresentar vantagens em termos de aumento da eficiência, redução de emissões e a possibilidade da utilização de uma grande gama de combustíveis que, devido às suas propriedades, não seriam adequados em um motor Diesel convencional. Neste sentido, o uso de diferentes combustíveis pode contribuir para a redução nos custos de operação pela utilização de opções mais econômicas, além de permitir o aproveitamento de combustíveis alternativos obtidos a partir de resíduos, que poderiam desempenhar o papel tanto do combustível substituto quanto do combustível piloto, a depender das suas características e propriedades (KASSA; HALL, 2019; HALL; KASSA, 2021). Outra vantagem se dá pela capacidade destes motores de trabalharem tanto em modo *dual-fuel* quanto utilizando apenas o combustível piloto, possibilitando a

aplicação desta tecnologia, por exemplo, em locais onde há uma produção flutuante de biogás ou *syngas*, de modo que, em uma eventual redução na produção destes combustíveis, o motor ainda será capaz de operar apenas com o combustível piloto, sem necessidade de modificações (WEAVER; TURNER, 1994; KLIMSTRA, 2016)

Apesar de o gás natural ser o principal combustível aplicado nos motores *dual-fuel* comerciais (LATARCHE, 2021), no meio acadêmico diversos combustíveis alternativos já foram estudados em trabalhos publicados na literatura, como: gasolina (PARK; YOON; LEE, 2014), metanol (CHEN *et al.*, 2019), etanol (ASAD; DIVEKAR; ZHENG, 2021; CHEN *et al.*, 2021; DA COSTA *et al.*, 2022), butanol (XIA *et al.*, 2019), biogás (BORA; SAHA, 2016), hidrogênio (KHATRI; KHATRI, 2020; PINTO *et al.*, 2023b) e *syngas* (OLANREWAJU *et al.*, 2022).

Embora apresentem vantagens, os motores *dual-fuel* são majoritariamente empregados em sistemas estacionários de geração de energia, uma vez que eles exigem controles bastantes rígidos para evitar a ocorrência de falhas na combustão (em inglês, *misfire*) ou que a pré-mistura de ar com o combustível injetado no coletor de admissão favoreça a ocorrência de detonação (popularmente conhecida como batida de pino). A detonação pode ocorrer devido às altas temperaturas e pressões verificadas no interior do cilindro e que podem favorecer a autoignição, enquanto falhas na combustão são causadas por uma mistura ar-combustível deficiente ou por uma injeção piloto inadequada, resultando em ciclos que não produzem trabalho (KARIM, 2015; KASSA; HALL, 2019; LATARCHE, 2021).

3.2 Ciclo teórico Dual

O ciclo teórico que representa os motores de ignição por compressão mais modernos e que também representa os motores *dual-fuel* é chamado de ciclo Dual, ciclo misto ou ciclo de Sabathé. A injeção de combustível nos motores de ignição por compressão mais modernos, que operam com altas rotações, se inicia antes de o pistão atingir o PMS (em geral, em torno de 15° antes do PMS). Deste modo, parte do combustível inicialmente injetado é inflamado ainda durante o estágio de compressão, fazendo com que uma parte da combustão ocorra quase que a volume constante (ciclo Otto ideal). Assim, no ciclo teórico Dual, considera-se que o

fornecimento de calor ocorre em duas etapas, uma a volume constante e outra a pressão constante (MARTINS, 2013; PULKRABEK, 2013). Na Figura 3 é apresentada uma representação dos diagramas p-V e T-s para o ciclo dual.

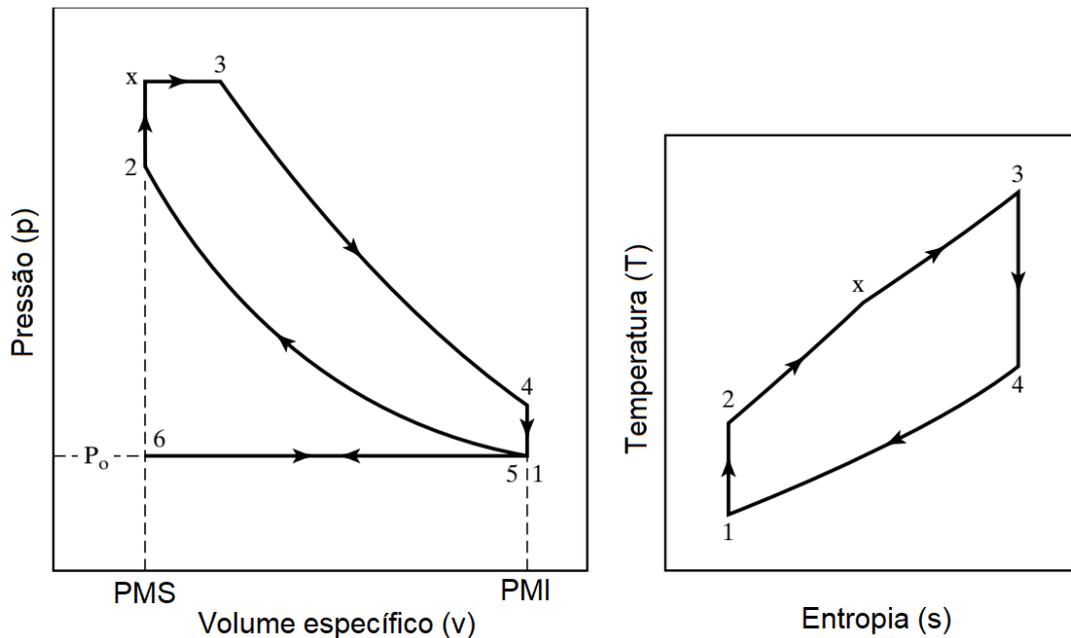


Figura 3: Diagramas p-v e T-s para o ciclo dual teórico

Fonte: Pulkrabek (2013)

As seguintes transformações são observadas nos diagramas apresentados na Figura 3 (MARTINS, 2013):

Processo 1 → 2: Compressão adiabática e reversível (portanto, isentrópica).

Processo 2 → x: Adição de calor a volume constante, isto é, combustão instantânea (primeira parte da combustão). A quantidade de calor fornecida é dada por $\dot{Q}_{2-x} = \dot{m} \cdot c_v \cdot (T_x - T_2)$.

Processo x → 3: Adição de calor a pressão constante, isto é, o combustível é injetado e queimado durante o aumento de volume (combustão instantânea – segunda parte da combustão). A quantidade de calor fornecida é dada por $\dot{Q}_{x-3} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_x)$.

Processo 3 → 4: Expansão isentrópica do fluido de trabalho para o volume inicial, produzindo trabalho de eixo.

Processo 4 → 1: Rejeição de calor a volume constante, dada por $\dot{Q}_{4-1} = \dot{m} \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)$.

A eficiência térmica do ciclo Dual pode ser calculada pela Equação 3.1 (PULKRABEK, 2013):

$$\eta_{Dual} = \frac{|\dot{W}_{liq}|}{|\dot{Q}_{23}|} = 1 - \frac{|\dot{Q}_{41}|}{|\dot{Q}_{23}|} = 1 - \frac{\dot{m} \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{\dot{m} \cdot c_v \cdot (T_x - T_2) + \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_x)} \quad (3.1)$$

Rearranjando a Equação 3.1 com as relações termodinâmicas adequadas, a eficiência do ciclo Dual pode ser calculada pela Equação 3.2 (MARTINS, 2013; PULKRABEK, 2013):

$$\eta_{Dual} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \cdot \left[\frac{\alpha \beta^\gamma - 1}{\gamma \alpha \cdot (\beta - 1) + \alpha - 1} \right] \quad (3.2)$$

onde \dot{W}_{liq} é o trabalho líquido do ciclo; \dot{Q}_{23} é o calor adicionado ao ciclo; \dot{Q}_{41} é o calor rejeitado pelo ciclo; \dot{m} é a vazão mássica de ar; c_p é o calor específico a pressão constante e c_v é o calor específico a volume constante; T é a temperatura e os subscritos indicam cada um dos pontos do ciclo, de acordo com a Figura 3; γ é a razão entre os calores específicos (c_p/c_v); r_c é a relação volumétrica de compressão (V_3/V_2); α é a relação de combustão a volume constante ($p_3/p_2=T_x/T_2$); e β é a relação de combustão a pressão constante ($V_3/V_2=T_3/T_x$).

3.3 Modos de operação de motores *dual-fuel*

A maneira como ocorre a formação da mistura entre o combustível de menor capacidade de autoignição (menor número de cetano), o combustível piloto e o ar admitido tem um impacto bastante relevante no desempenho e nas emissões dos motores *dual-fuel*. Neste contexto, as estratégias de injeção dos combustíveis desempenham um papel importante no processo de combustão, de modo que diferentes tipos de sistemas de injeção (injeção direta ou indireta), durações das injeções, ângulos em que ocorrem as injeções, quantidades de combustíveis injetados e os números de pulsos das injeções (pré-injeção, injeção principal, pós-injeção) são parâmetros que influenciam diretamente na operação destes motores (HALL; KASSA, 2021).

Rocha *et al.* (2017) destacam que existem três métodos principais para a operação *dual-fuel*: injeção indireta contínua no coletor de admissão, injeção indireta controlada no coletor de admissão e injeção direta na câmara de combustão. A injeção indireta contínua é o método mais simples de injeção e apresenta desvantagens, como riscos de pré-ignição, detonações e redução na eficiência volumétrica do motor.

A injeção indireta controlada no coletor de admissão pode ser dividida de duas formas: convencional e com reatividade controlada (HALL; KASSA, 2021). O uso destes sistemas permite definir a quantidade e o tempo exato da injeção do combustível no coletor de admissão, o que aumenta a complexidade da instalação e exige projetos adequados para a instalação do injetor e para a modificação do coletor de admissão (ROCHA *et al.*, 2017).

Os sistemas convencionas de injeção indireta controlada são mais simples que os de reatividade controlada. Nos sistemas convencionais, a injeção do combustível de maior temperatura de autoignição ocorre durante o curso de admissão pelo uso de um injetor posicionado próximo à válvula de admissão (injeção *port-fuel*), e uma injeção direta piloto, que ocorre quando o pistão se encontra próximo ao ponto motor superior, é utilizada para inflamar a mistura. As principais variáveis utilizadas para o controle da injeção nestes sistemas são os tempos das duas injeções e as quantidades injetadas dos dois combustíveis, de modo a se atingir uma combustão adequada e evitar a ocorrência de detonações (HALL; KASSA, 2021).

Os sistemas de injeção indireta com ignição por compressão com reatividade controlada (em inglês, *Reactivity Controlled Compression Ignition – RCCI*) são sistemas mais avançados e bastante promissores para aplicações em motores *dual-fuel*. Nestes sistemas, a injeção indireta do combustível substituto ocorre de maneira similar ao método supracitado de injeção controlada, com diferença na injeção do combustível piloto, que ocorre mais cedo do que no método convencional (injeção avançada) e é finalizada antes de a combustão ter início. A tecnologia RCCI permite uma combustão mais homogênea, e possui algumas consequências dessa homogeneidade, de modo que a escolha adequada do tempo de injeção e do número de pulsos das injeções definirá o processo de combustão e determinará a eficiência de conversão do combustível e as emissões resultantes. Apesar de ser um modo de operação bastante promissor, controlar as fases da combustão e a carga do motor em operações transientes são grandes desafios, o que tem limitado a aplicação destes sistemas (HALL; KASSA, 2021).

Por fim, a injeção direta na câmara de combustão em modo *dual-fuel* consiste basicamente em injetar ambos os combustíveis diretamente na câmara de combustão (HPDI – *high pressure direct injection*). Nestes sistemas, uma pequena quantidade de combustível piloto é injetada primeiro, enquanto que o combustível substituto é injetado na sequência. O início da combustão é controlado pelo combustível piloto (injetado primeiro), de modo que este exerce o papel de fonte da ignição para o combustível alternativo que será injetado após o início da combustão. Com este tipo de injeção é possível atingir maiores relações volumétricas de compressão e reduzir a susceptibilidade à ocorrência de detonação (HALL; KASSA, 2021).

Na Figura 4 é apresentado um esquema para as operações convencional, com reatividade controlada e dupla injeção direta, indicando os momentos e durações da combustão e das injeções dos dois combustíveis em função do ângulo do virabrequim.

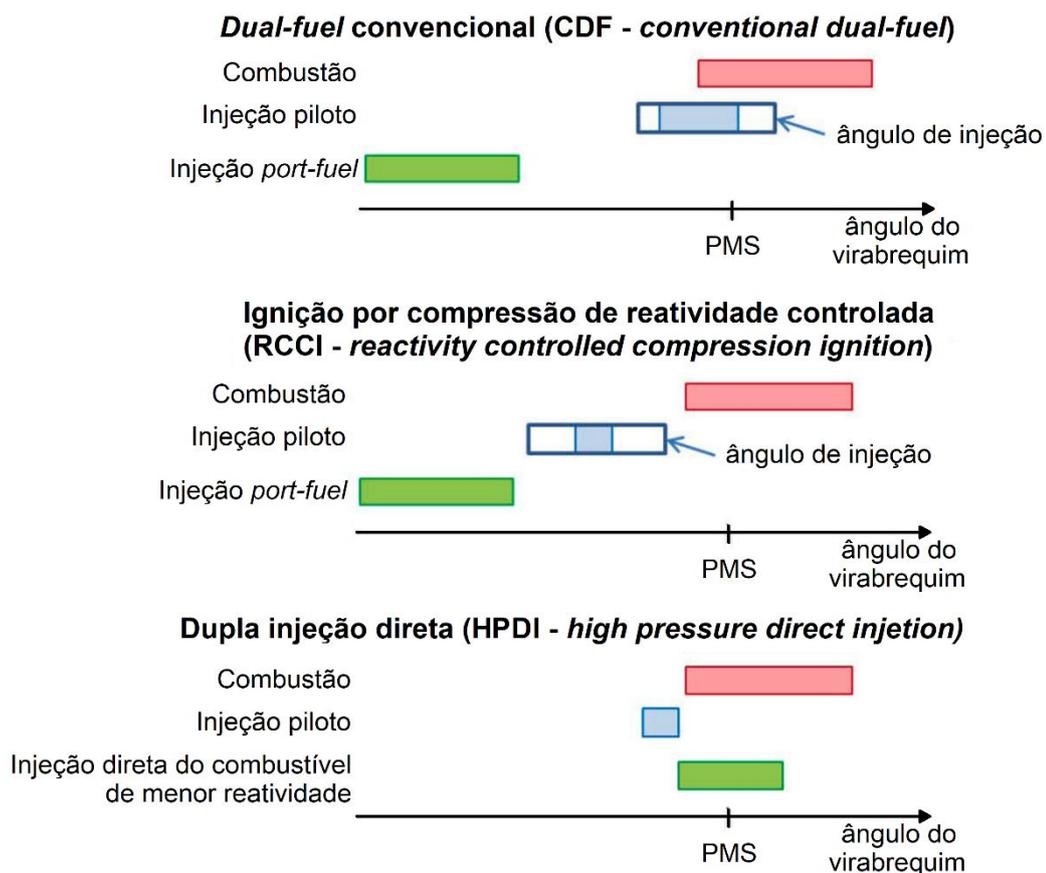


Figura 4: Comparação entre as principais estratégias de injeção

Fonte: Indrajana *et al.* (2018) (adaptado)

3.4 Combustão nos motores de ignição por compressão

Entender os processos de combustão é parte fundamental para analisar o desempenho de motores de combustão interna. Em motores de ignição por compressão, a combustão deve ocorrer em um período de tempo relativamente curto entre os processos de expansão e compressão e ser rápida o suficiente para ser imperceptível durante os ciclos de operação do motor. Além disso, o desenvolvimento da combustão impacta diretamente na formação de poluentes (HEYWOOD, 2018).

A combustão em motores de ignição por compressão pode ser descrita por seis eventos principais: injeção, atomização, vaporização, formação da mistura, autoignição e combustão (PULKRABEK, 2013). Esses processos são sumarizados a seguir (MARTINS, 2013; PULKRABEK, 2013; HEYWOOD, 2018):

1 – Injeção: Durante o curso de compressão, o ar puro é comprimido, elevando sua pressão (30-55 bar) e temperatura (700-900 °C). O combustível é então injetado em alta pressão diretamente no interior do cilindro, na parte final do curso de compressão, um pouco antes do ponto em que se deseja que ocorra o início da combustão (do inglês, *start of combustion* – SOC). Observa-se que a injeção prossegue durante parte do curso de expansão;

2 – Atomização: O combustível líquido é injetado em alta velocidade, geralmente na forma de jatos formados através da passagem do combustível por pequenos orifícios ou bocais na ponta do injetor. Deste modo, o combustível é atomizado em pequenas gotículas e penetra a câmara de combustão, que contém apenas ar em alta pressão e alta temperatura;

3 – Vaporização: As pequenas gotículas de combustível são vaporizadas rapidamente devido às altas temperaturas atingidas durante a fase de compressão.

4 – Formação da mistura: Depois da vaporização, o vapor de combustível se mistura ao ar. A preparação desta mistura é um processo heterogêneo, formando misturas ricas no centro do jato de combustível e misturas muito pobres longe do jato;

5 – Autoignição: A alta temperatura resultante do processo de compressão faz com que as porções de combustível que já estão misturadas ao ar se inflamem espontaneamente, dando

início à combustão. A autoignição ocorre após um pequeno intervalo de tempo em relação ao início da injeção, chamado de atraso de ignição (ID – do inglês: *ignition delay*);

6 – Combustão: A combustão começa a partir da autoignição. A temperatura e a pressão no interior do cilindro aumentam à medida que a combustão inicial da mistura ocorre. Esse aumento na temperatura acelera a evaporação do combustível que ainda se encontra em estado líquido. Simultaneamente, o aumento da pressão favorece a combustão da mistura ainda não queimada, reduzindo o atraso de ignição, de modo que a parcela de combustível já injetada é queimada rapidamente. A injeção de combustível dura um intervalo de tempo suficiente para permitir que a quantidade desejada de combustível ingresse no cilindro. Os processos de atomização, vaporização, formação da mistura ar-combustível e combustão continuam até que todo o combustível tenha passado por todas essas etapas. A formação de misturas entre os gases já queimados, os gases em combustão e o ar remanescente no cilindro continua ocorrendo durante os processos de compressão e expansão, de modo que a taxa de queima do combustível é controlada pela taxa na qual o combustível se mistura com o ar.

Heywood (2018) ainda destaca algumas particularidades associadas ao processo de combustão em motores de ignição por compressão:

- Como a injeção ocorre pouco antes do início da combustão, estes motores não estão sujeitos a ignição espontânea do combustível pré-misturado, de modo que maiores relações volumétricas de compressão podem ser atingidas, o que resulta em maiores eficiências.
- O atraso de ignição deve ser pequeno para limitar a pressão máxima atingida no cilindro e facilitar no controle do tempo da combustão. Valores pequenos para o atraso de ignição são atingidos ao se utilizar combustíveis que tenham elevado número de cetano. O número de cetano é um parâmetro que determina a qualidade da combustão, de modo que combustíveis que apresentem número de cetano mais elevado possuem menor atraso de ignição e combustão mais completa (BREEZE, 2018). Destaca-se, por exemplo, que tanto o HVO quanto alguns tipos de biodiesel possuem um número de cetano maior que o diesel convencional.
- O torque do motor pode ser controlado basicamente pela quantidade de combustível injetada, de modo que o motor pode operar sem a necessidade de alteração no fluxo de

ar admitido. Deste modo, o motor opera sem válvula de estrangulamento, o que resulta em um pequeno trabalho de bombeamento (PMEP – do inglês: *pump mean effective pressure*) e, conseqüentemente, em maiores eficiências mecânicas em cargas parciais.

- Um aumento na quantidade de combustível injetado poderá levar a um aumento na formação de materiais particulados. Deste modo, a relação ar-combustível acaba limitada a valores que formem uma mistura com excesso de ar, o que reduz a máxima pressão média efetiva indicada (IMEP – do inglês: *Indicated mean effective pressure*) deste motor, em comparação com um motor equivalente de ignição por centelha.

3.4.1 Fases da combustão nos motores de ignição por compressão

A combustão nos motores de ignição por compressão ocorre ao longo de várias fases que dependem da preparação e inflamação da mistura. Neste sentido, pode-se explicar a combustão a partir de um modelo que considera quatro etapas principais (MARTINS, 2013; HEYWOOD, 2018), ilustradas nas Figuras 5 e 6. As quatro etapas são:

I) Atraso de ignição (a-b): Quando o combustível é injetado na câmara de combustão, é necessário um tempo até que ele se evapore, forme a mistura com o ar e reaja. Esse intervalo de tempo entre o início da injeção (SOI) e o início da combustão (SOC) é chamado de atraso de ignição (ID). Valores elevados para o atraso da ignição podem resultar em uma combustão violenta, em virtude da grande quantidade de combustível entrando em combustão simultaneamente. Deste modo, é interessante reduzir esse atraso.

II) Fase de combustão pré-misturada ou explosiva (PCP – do inglês: *Pre-mixed combustion phase*) (b-c): A parcela de combustível que se misturou ao ar durante o período de atraso de ignição e formou uma mistura que se encontra dentro dos limites de inflamabilidade do combustível entrará em combustão rapidamente (ponto C da Figura 6), que se propagará por toda a câmara. O início da combustão libera calor suficiente para que o restante do combustível também entre em combustão, de modo que se observa uma elevada taxa de liberação de calor nesta fase (primeiro pico de liberação de calor), resultante principalmente da combustão da mistura rica formada por cada jato de combustível.

III) Fase de combustão difusiva controlada pela mistura (DCP – do inglês: *Difusion combustion phase*) (c-d):

A combustão prossegue a partir da ignição à medida que o combustível é injetado. Deste modo, o combustível que ainda não foi queimado e o que está sendo injetado apresentarão uma taxa de queima controlada pela facilidade de ocorrer a formação da mistura do combustível com o oxigênio disponível na câmara de combustão, de modo que a taxa de injeção, a atomização e a penetração dos jatos são parâmetros que controlam essa fase da combustão. Um novo pico de taxa de liberação de calor pode ser observado nesta etapa.

IV) Fase de combustão tardia (d-e): Essa é a combustão que ocorre após a interrupção da injeção. Nessa fase são queimadas as últimas porções de combustível e os resíduos da combustão anterior, de modo que a taxa de liberação de calor vai se reduzindo cada vez mais, até que o fim da combustão seja atingido. A cinética das reações dos processos finais é cada vez mais lenta à medida que a temperatura dos gases no cilindro cai durante a expansão. Essa etapa é fundamental para as emissões de particulados.

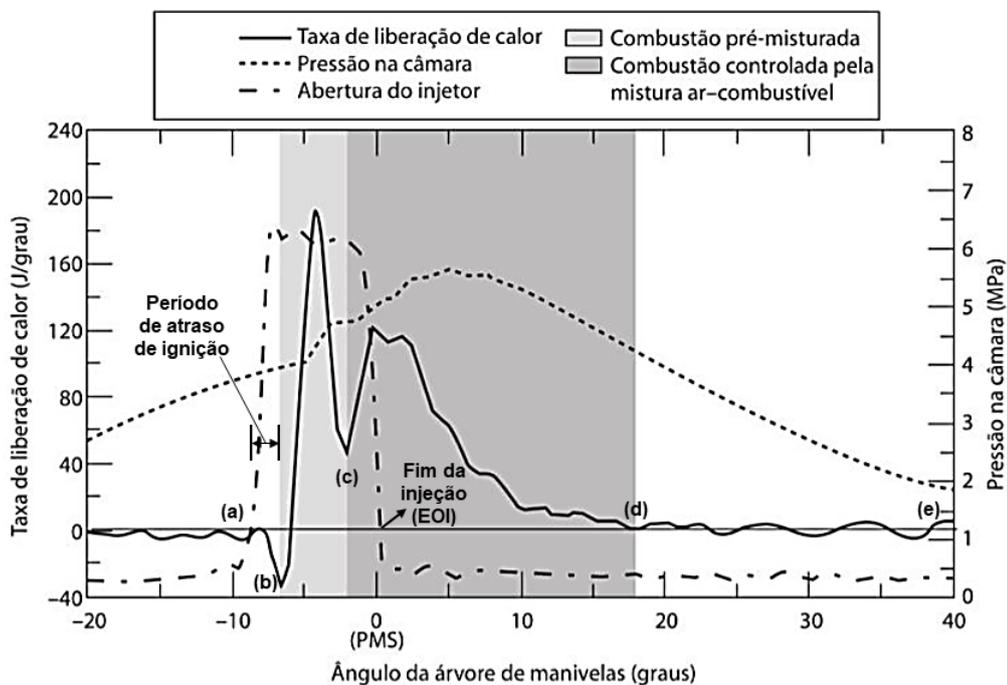


Figura 5: Características do processo de combustão em motores de ignição por compressão

Fonte: Brunetti, 2012 (Adaptado de acordo com Heywood, 2018)

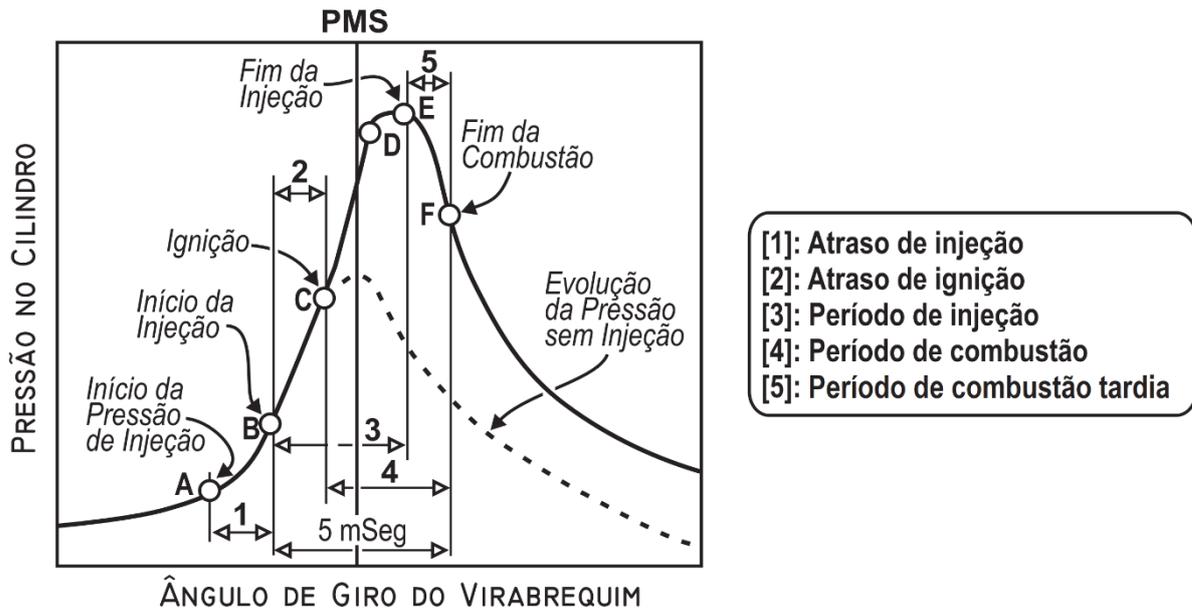


Figura 6: Curva de pressão x ângulo do virabrequim durante o ciclo de combustão

Fonte: Manavella, 2012 (Adaptado)

3.4.2 Fases da combustão em modo *dual-fuel*

A combustão em modo *dual-fuel* apresenta, em geral, características semelhantes às observadas operações em modo *single-fuel*, com diferença que as fases II, discutida anteriormente, pode ser dividida em duas fases. A primeira é a fase de combustão pré-misturada do combustível piloto; a segunda é a fase de combustão pré-misturada do combustível injetado no coletor de admissão. Na sequência, ocorre a fase de combustão difusiva, controlada pela formação da mistura entre o oxigênio disponível na câmara de combustão com o combustível piloto, de modo similar à combustão nos motores de ignição por compressão tradicionais (AKCAY; YILMAZ; FEYZIOGLU, 2021).

No geral, o combustível injetado no coletor de admissão acelera a combustão pré-misturada. Assim, nesta fase, observa-se um aumento na taxa de liberação de calor (AKCAY; YILMAZ; FEYZIOGLU, 2021). No entanto, essa afirmação depende do tipo de combustível utilizado. Por exemplo, Deheri *et al.* (2020) afirmam que o uso de biogás pode reduzir a taxa de liberação de calor na fase de combustão pré-misturada, uma vez que o CO₂ presente no biogás tem um calor específico elevado.

Além disso, nota-se que, em geral, os combustíveis injetados no coletor de admissão possuem um efeito mais significativo na fase de combustão pré-misturada, em comparação com a fase de combustão difusiva. Isso ocorre porque a fase de combustão difusiva é controlada pela capacidade de formação da mistura entre o combustível piloto injetado diretamente na câmara de combustão e o oxigênio presente (AKCAY; YILMAZ; FEYZIOGLU, 2021).

3.5 Emissões em motores de combustão interna

Os produtos da combustão dos motores de combustão interna são constituídos de diversos componentes que são considerados danosos à saúde humana, sendo tais produtos os principais responsáveis pela poluição atmosférica nos grandes centros urbanos (MARTINS, 2006; GOSWAMI; KREITH, 2017).

Em geral, os combustíveis fósseis são constituídos basicamente de carbono e hidrogênio. Deste modo, na combustão completa destes combustíveis, é esperado que todo o carbono presente seja oxidado para dióxido de carbono (CO_2) e todo o hidrogênio para água (H_2O) (JÚNIOR *et al.*, 2018). Entretanto, diferentes motivos, como relação ar-combustível, tempo de início da injeção, formato da câmara e turbulências na combustão, temperatura de combustão, qualidade de mistura ar-combustível, etc., fazem com que os gases de exaustão produzidos nos motores de combustão interna contenham compostos considerados poluentes, como óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (HC) e materiais particulados (MP) (REŞITOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015; KIRKPATRICK, 2020).

Uma vez que a injeção de combustível em motores Diesel ocorre um pouco antes de a combustão ter início, verifica-se uma distribuição de combustível pouco uniforme durante a operação. Neste sentido, Heywood (2018) destaca que os processos de formação de poluentes são fortemente dependentes da distribuição do combustível durante o processo de combustão. Uma discussão sobre a formação dos principais poluentes e algumas alternativas para mitigá-los é apresentada a seguir.

3.5.1 Dióxido de carbono

Dióxido de carbono é um dos produtos primários da combustão de qualquer hidrocarboneto, não sendo necessariamente considerado um poluente quando em níveis moderados de concentração, uma vez que ele não apresenta um efeito direto na saúde humana (BRUNETTI, 2012; PULKRABEK, 2013). Por outro lado, este composto é um dos principais responsáveis pelo efeito estufa, e o aumento de suas emissões gera efeitos adversos em termos de mudanças climáticas, como o favorecimento do aquecimento global (KIRKPATRICK, 2020). Por isso, a regulação das emissões deste produto da combustão tem ganhado cada vez mais importância em tratados internacionais e conferências climáticas, como o Protocolo de Quioto e a COP26 (Conferência das Nações Unidas sobre as Mudanças Climáticas de 2021).

Uma vez que o dióxido de carbono é produzido pela combustão completa do carbono, a redução das emissões passa diretamente pela diminuição do consumo de combustível, ou seja, pela utilização de motores com maiores eficiências térmicas, mecânicas e volumétricas (BRUNETTI, 2012; PULKRABEK, 2013). Além disso, a queima de combustíveis alternativos que apresentem uma maior relação H/C (MARTINS, 2013) e que sejam capazes de apresentar melhores características de operação do que aquelas observadas na utilização de óleo diesel podem proporcionar reduções nas emissões de CO₂ (DA COSTA *et al.*, 2022).

3.5.2 Monóxido de carbono

Monóxido de carbono é um poluente emitido como resultado da combustão incompleta de hidrocarbonetos, quando o oxigênio presente não é capaz de oxidar todo o carbono para CO₂, apresentando-se em maiores concentrações durante operações com misturas ricas (STONE, 2012; PULKRABEK, 2013). Uma vez que motores Diesel operam com excesso de ar, as emissões de CO são bem menores se comparadas às emissões dos motores de ignição por centelha (GOSWAMI; KREITH, 2017).

As emissões de CO em motores de ignição por compressão estão associadas às turbulências criadas na câmara de combustão, de modo que sua formação é favorecida quando

a turbulência é insuficiente para produzir uma mistura adequada que favoreça a oxidação completa de todo o carbono presente no combustível (REŞITOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015). Além disso, temperaturas mais baixas nas áreas próximas às paredes da câmara de combustão favorecem a combustão incompleta e, conseqüentemente, a formação de CO (MAJEWSKI; KHAIR, 2006). Apesar destes fatores, Heywood (2018) destaca que as emissões deste poluente em motores Diesel são muito baixas, de modo que este não é um poluente importante neste tipo de motor. Martins (2006) ainda destaca que a presença de catalisador no sistema de escape elimina praticamente a totalidade (até 99 %) das emissões de CO para a atmosfera.

3.5.3 Óxidos de nitrogênio

Óxido de nitrogênio é o termo que identifica simultaneamente o óxido nítrico (NO) e dióxido de nitrogênio (NO₂) emitidos por motores de combustão interna (GOSWAMI; KREITH, 2017). Os óxidos de nitrogênio são formados durante o processo de combustão devido à dissociação de N₂ e O₂ em seus estados atômicos, seguido de reações entre o oxigênio e o nitrogênio moleculares (KIRKPATRICK, 2020). Durante a combustão, a formação de NO supera, e muito, a formação de NO₂, de modo que o primeiro poluente constitui entre 70 % a 90 % do total de NO_x produzido no interior da câmara de combustão (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012). Por outro lado, quando emitido para a atmosfera, o NO se oxida rapidamente, levando à formação de NO₂ (STONE, 2012).

Óxidos de nitrogênio, quando em contato com o vapor de água, favorecem a formação de ácido nítrico e nitratos, potenciais causadores de chuva ácida. Da mesma forma, a ação dos raios ultravioletas promove a reação do NO₂ com os hidrocarbonetos não queimados, levando à formação de ozônio. O ozônio, quando próximo ao solo (ozônio troposférico), causa problemas respiratórios, asma e diminuição da capacidade pulmonar. O ozônio e os óxidos de nitrogênio são os principais responsáveis pelo “*smog*” fotoquímico (MARTINS, 2006; BRUNETTI, 2012).

As emissões de NO_x em processos de combustão são dependentes da composição do combustível, dos modo de operação do motor e dos projetos dos queimadores e da câmara de

combustão (MARTINS; FERREIRA, 2010). Em motores de ignição por compressão modernos, o NO_x é formado na chama de difusão de alta temperatura, ao redor da periferia do jato de diesel, e nos gases de pós-combustão que, apesar de estarem em temperaturas mais baixas, possuem um tempo de residência suficientemente longo para permitir a formação de NO_x (GOSWAMI; KREITH, 2017).

O óxido nítrico pode ser formado nos motores de combustão interna a partir de três mecanismos principais: térmico, imediato (do inglês “*prompt*”) e via óxido nitroso (N_2O) (STONE, 2012). Em geral, um outro mecanismo conhecido de formação de NO_x é a partir do nitrogênio presente no combustível que reage com o oxigênio do ar. Este mecanismo não desempenha um papel relevante na operação de motores de combustão interna, uma vez que os combustíveis comumente utilizados não contêm quantidades significativas de nitrogênio em sua composição. Neste sentido, a formação de NO a partir do nitrogênio do combustível pode estar associado, em certos casos, ao uso de óleos combustíveis pesados de baixa qualidade (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012).

A formação do NO_x imediato se dá na região da frente de chama, resultante da combinação de radicais de hidrocarbonetos do combustível que podem reagir de diferentes maneiras. Este mecanismo foi descrito inicialmente por Fenimore, em 1979, com a principal reação identificada pelo pesquisador sendo a combinação entre os radicais CH com o N_2 para formar HCN (cianeto de hidrogênio), que rapidamente reage para formar NO (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012).

A formação de NO_x a partir de óxido nitroso é mais significativa em misturas pobres, que reprimem a formação dos radicais CH (reduzindo o NO_x imediato) e que resultam na combustão com temperaturas mais baixas (reduzindo a formação de NO_x térmico), de modo que esse mecanismo não é muito presente em motores de ignição por compressão, sendo responsável por quantidades relativamente pequenas do NO_x quando comparado ao mecanismo térmico (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012; KIRKPATRICK, 2020).

O mecanismo térmico de formação de NO_x , também chamado de mecanismo de Zeldovich, é o principal mecanismo de formação deste poluente em motores. Neste, o poluente é formado devido às altas temperaturas atingidas na câmara de combustão (acima de $1600\text{ }^\circ\text{C}$) (REŞİTOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015). Segundo Reşitoglu (2015), a quantidade de NO_x formada pelo mecanismo térmico é dependente da máxima temperatura no cilindro (quanto

maior a temperatura, maior a formação de NO_x), da concentração de oxigênio na combustão e do tempo de residência. Deste modo, a maior parte do NO_x térmico é formada logo no início do processo de combustão, quando o pistão ainda está próximo do PMS, uma vez que a porção pré-misturada do combustível é queimada antes do momento em que se atinge o pico de pressão no interior do cilindro. Após o início da combustão, os gases são comprimidos pelo movimento do pistão, o que resulta em pressões e temperaturas ainda maiores. É neste momento que a temperatura máxima no interior do cilindro é atingida (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012; REŞİTOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015).

Em geral, as técnicas para reduzir as emissões de NO_x passam diretamente por reduzir as temperaturas máximas na câmara de combustão (NO_x térmico), o que pode resultar em aumento das emissões de hidrocarbonetos não queimados e material particulado, além de um aumento no consumo de combustível (MAJEWSKI; KHAIR, 2006). Neste sentido, as principais tecnologias disponíveis para a redução das emissões de NO_x são: recirculação dos gases de escape (EGR – *exhaust gas recirculation*), catalisador adsorvente de NO_x (LNT - *lean NO_x trap*) e catalisador seletivo redutor (SCR – *selective catalytic reduction*) (REŞİTOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015).

A tecnologia EGR consiste em recircular uma parte dos gases de escape de volta para a câmara de combustão, misturando-os com o ar de admissão. Esta tecnologia reduz a temperatura máxima e a quantidade de oxigênio disponível na câmara de combustão, o que reduz a formação de NO_x , ao custo de uma piora na eficiência da combustão e de um aumento nas emissões de HC, CO e material particulado (REŞİTOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015; DA COSTA *et al.*, 2021).

Catalisadores adsorventes de NO_x são equipamentos capazes de reduzir as emissões de NO_x a partir da utilização de compostos capazes de adsorver as moléculas deste poluente. Esses óxidos de nitrogênio adsorvidos pelo catalisador são eliminados em momento oportuno pelo enriquecimento da mistura ar-combustível (fase de regeneração do catalisador), de modo a se aproveitar a capacidade redutora dos gases de escape produzidos durante a combustão rica para reduzir o NO_x adsorvido no catalisador e formar N_2 (MARTINS, 2006; HEYWOOD, 2018).

Já os catalisadores de redução seletiva reduzem as emissões de NO_x pela aplicação de uma solução aquosa de ureia a 32 % no escape, chamada no Brasil de Redutor Líquido Automotivo (ARLA 32), proporcionando uma reação entre o NO_x e a amônia (NH_3), e

possibilitando a redução das emissões deste poluente em até 80 % (MARTINS, 2006; BRUNETTI, 2012).

3.5.4 Hidrocarbonetos não queimados

Os hidrocarbonetos não queimados, também chamados de compostos orgânicos voláteis, são poluentes resultantes da combustão incompleta de hidrocarbonetos. Os HC englobam todos os hidrocarbonetos que deixam a câmara de combustão sem serem completamente oxidados, de modo que a composição deste poluente nos gases de exaustão é bastante dependente da composição do combustível (combustíveis com elevada proporção de aromáticos e olefinas produzem concentrações relativamente altas de HC). Em geral, os hidrocarbonetos emitidos não estão presentes na composição do combustível, indicando que ocorreu uma significativa decomposição térmica (pirólise) durante a combustão. Deste modo, a composição dos gases de exaustão é geralmente constituída de hidrocarbonetos não queimados de menor peso molecular, como metano, etano, acetileno, aldeídos, entre outros (BRUNETTI, 2012; HEYWOOD, 2018). Outra fonte de emissões de HC é a queima de óleo lubrificante (MAJEWSKI; KHAIR, 2006).

Os HC promovem o *smog* fotoquímico quando associados aos óxidos de nitrogênio, como discutido anteriormente. Ademais, os HC podem dar origem a irritações oculares, náuseas, dores de cabeça e problemas respiratórios, além de alguns desses poluentes serem considerados cancerígenos. A presença de hidrocarbonetos nos gases de escape é uma das responsáveis pela fumaça branca ou azul que pode ser observada nos escapamentos (MARTINS, 2006; BRUNETTI, 2012).

Os hidrocarbonetos emitidos pelos motores ciclo Diesel são originados principalmente devido às gotículas grandes de combustível injetadas próximo ao fim da combustão; ao combustível que fica retido no bico injetor (do inglês, *sac volume*), que é posteriormente vaporizado, misturando-se aos gases de escape sem ser queimado; à formação de misturas ar-combustível excessivamente pobres ou ricas, que impedem o desenvolvimento adequado da combustão; à extinção das chamas próximas às paredes da câmara, onde a temperatura não é suficientemente elevada para promover a reação completa; ao combustível preso em fendas e

orifícios de pequena abertura, onde a frente de chama não consegue penetrar; e à diluição de combustível no óleo lubrificante, o que é mais comum em motores antigos e com certo grau de desgaste (MARTINS, 2006; GOSWAMI; KREITH, 2017; BREEZE, 2018; KIRKPATRICK, 2020).

As emissões de HC ocorrem principalmente em cargas mais baixas, sendo causadas pela formação de uma mistura pobre, o que pode resultar em velocidades de chama muito baixas para que a combustão seja completada (REŞITOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015; HEYWOOD, 2018). Neste sentido, melhorias nos processos de formação de mistura e de combustão, a partir do controle da injeção, podem reduzir as emissões de HC, além de reduzir as emissões de CO e material particulado; entretanto, isto pode levar a um aumento nas emissões de NO_x (BRUNETTI, 2012; STONE, 2012).

Em geral, os sistemas de controle do motor não são capazes de manter as emissões deste poluente em níveis aceitáveis para atender aos padrões especificados em normas. Desta forma, o uso de catalisadores de oxidação (DOC – *Diesel Oxidation Catalyst*) é uma alternativa eficaz para mitigar as emissões de HC, diminuindo também as emissões de CO pela oxidação destes compostos (REŞITOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015; BREEZE, 2018). Além disso, este catalisador pode ser utilizado em conjunto com o catalisador de redução seletiva, permitindo o aproveitamento da energia térmica liberada durante a oxidação do HC para auxiliar na oxidação do NO em NO₂, o que contribui para o aumento da eficiência do catalisador SCR e redução das emissões de NO_x (REŞITOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015; HEYWOOD, 2018).

3.5.5 Material Particulado

Materiais particulados (MP), juntamente com os óxidos de nitrogênio, são os principais componentes das emissões dos motores Diesel, estando sujeitos a normas de regulamentação de emissões em diversos países e representando um dos principais focos em tecnologias de controle de emissões nestes motores (MAJEWSKI; KHAIR, 2006; BRUNETTI, 2012). O material particulado é composto basicamente pela fuligem gerada na combustão incompleta de hidrocarbonetos e que se associa a outros compostos, como hidrocarbonetos não-queimados, cinzas e enxofre, entres outros, formando compostos de elevada complexidade. A combustão

de óleo lubrificante também pode contribuir para a formação de fuligem (HEYWOOD, 2018; LATARCHE, 2021).

As emissões de MP apresentam grande impacto à saúde humana, podendo causar asma, alergia, câncer de pulmão, problemas cardiovasculares, entre outros. As partículas são classificadas pelo seu tamanho, sendo as menores as mais preocupantes à saúde humana, uma vez que elas conseguem se alojar profundamente nos pulmões (MARTINS, 2006; REŞITOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015).

A formação de MP é resultado da combustão heterogênea que ocorre nos motores Diesel. A maior parte das emissões deste composto é resultado da combustão incompleta dos hidrocarbonetos do combustível e da queima de óleo lubrificante. Apesar de motores Diesel operarem com excesso de ar, regiões ricas em combustível na chama de difusão (por exemplo, o núcleo rico em combustível resultante do spray injetado no cilindro) favorecem à formação deste poluente (REŞITOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015; HEYWOOD, 2018). Neste sentido, verifica-se uma maior formação da fuligem principalmente em condições de cargas elevadas, o que faz com que uma maior quantidade de combustível seja injetada na câmara de combustão, favorecendo a formação de regiões de misturas ricas (PULKRABEK, 2013). As emissões de MP, resultantes da formação de misturas ricas, são caracterizadas pela fumaça preta dos gases de exaustão, observadas de maneira bastante acentuada, por exemplo, durante a aceleração de um caminhão em uma subida (MARTINS, 2006; KIRKPATRICK, 2020).

Deste modo, a formação de misturas pobres e com boa diluição, o aumento da turbulência, o avanço de injeção e o aumento da pressão de injeção irão favorecer à redução das emissões de partículas, ao mesmo tempo em que a utilização de combustíveis sem enxofre ajudam a reduzir a aglomeração deste composto com a fuligem, reduzindo a formação de particulados aglomerados a sulfatos (MARTINS, 2006; PULKRABEK, 2013; KIRKPATRICK, 2020). Apesar de as alternativas para a redução do MP serem conhecidas, a utilização destas técnicas geralmente favorecem a redução das emissões deste poluente ao custo de um aumento nas emissões de NO_x (PULKRABEK, 2013; KIRKPATRICK, 2020). Neste sentido, uma alternativa eficiente para reduzir as emissões de MP em motores Diesel, sem agir diretamente sobre a combustão, é pela utilização de filtros de partículas (DPF – *diesel particle filter*) no escapamento, que são capazes de reduzir entre 60 a 90 % das emissões de MP nos gases de exaustão (MARTINS, 2006; PULKRABEK, 2013).

4 – COMBUSTÍVEIS

Neste capítulo será apresentada uma fundamentação teórica dos combustíveis utilizados nos testes experimentais realizados durante este trabalho. Serão consideradas as características de cada combustível, seus processos de produção e a sua aplicação em motores de ignição por compressão. Além disso, no Apêndice A é apresentada uma fundamentação teórica dos combustíveis utilizados no projeto intitulado “Estudo experimental da tecnologia *dual-fuel* em motores de ignição por compressão utilizando diesel renovável (HVO/Farnesano) com etanol, hidrogênio ou biogás”, que está diretamente relacionado à presente tese, porém que não foram utilizados neste trabalho, além de informações sobre os processos de produção de HVO e hidrogênio.

4.1 Diesel S10

O óleo diesel é um combustível obtido a partir da destilação do petróleo bruto, sendo composto pelas frações que destilam entre aproximadamente 200 °C e 380 °C. É um combustível pouco inflamável, de toxicidade média, baixa volatilidade e isento de material em suspensão. O óleo diesel é composto majoritariamente por hidrocarbonetos com cadeias carbônicas entre 8 a 16 carbonos, e que pode conter, em menor proporção, nitrogênio, oxigênio e enxofre. É o combustível mais empregado em motores de ignição por compressão, sendo o mais utilizado no Brasil especialmente pelo fato de a matriz de transporte brasileira ser majoritariamente rodoviária. (BRUNETTI, 2012).

O óleo diesel S10 comercializado no Brasil possui um teor máximo de enxofre de 10 mg/kg (10 ppm de enxofre), tendo sido desenvolvido para atender aos requisitos da fase P7 do PROCONVE (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores). Destaca-se, ainda, que o óleo diesel comercializado no Brasil possui biodiesel em sua composição. Além do baixo teor de enxofre, o diesel S10 possui elevado número de cetano, superior a 48 (PETROBRAS, 2021). De acordo com a Petrobras, este combustível atende aos mais rígidos padrões de qualidades e às mais recentes tecnologias de controle de emissões de motores.

O diesel S10 utilizado nos testes foi adquirido entre os meses de julho e setembro de 2022, de modo que, nestas datas, este combustível era composto por uma parcela obrigatória de 10 % de biodiesel em base volumétrica, valor regulado pela Resolução ANP n° 857/2021.

As propriedades dos óleos diesel atualmente comercializados no Brasil são determinadas pela resolução ANP n° 50, de 23 de dezembro de 2013. Suas principais propriedades são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1: Especificações do Diesel S10, segundo Resoluções ANP

Propriedade	Unidade	Diesel S10
Aspecto	-	Límpido e isento de impurezas
Cor	-	Incolor/amarelado, podendo tender ao marrom alaranjado
Teor de água máx	mg/kg	200
Enxofre total	mg/kg	10,0 + 0,5
Massa específica a 20°C	kg/m ³	815 a 850
Ponto de fulgor	°C	≥ 52
Viscosidade cinemática a 40°C	mm ² /s	2,0 a 4,5
Cetanagem mín.		48
Teor de biodiesel	% volume	De acordo com a legislação vigente, com variação permitida de 0,5% em volume ⁽¹⁾

(1) Este percentual foi definido em 10% em volume por meio da Resolução n° 16/2021, de 6 de setembro de 2021, do Conselho Nacional de Política Energética (CNPE), válida a partir de 13 de novembro de 2021

Fonte: Resolução ANP N° 50 (diesel), de 23/12/2013 (adaptada)

Fonte: Adaptado de ANP (2013) e ANP (2014)

4.2 HVO

HVO é o acrônimo utilizado para designar o óleo vegetal hidrotratado (em inglês, *Hydrotreated Vegetable Oil* ou *Hydrogenated Vegetable Oil*) (NESTE CORPORATION, 2020). Este combustível é produzido a partir da hidrogenação de óleos vegetais, óleos residuais ou gorduras animais, sendo constituído por uma mistura de hidrocarbonetos parafínicos (na

faixa de C₁₅ a C₁₈), além de ser livre de enxofre, oxigênio e aromáticos e possuir um número de cetano elevado (EPE, 2020; ETIP BIOENERGY, 2020; NESTE CORPORATION, 2020).

O HVO também é chamado de diesel renovável ou diesel verde (*green diesel*), pelo fato de ser considerado um combustível capaz de substituir, total ou parcialmente, o diesel fóssil em motores de ignição por compressão, sendo apontado por muitos autores como um combustível renovável capaz de revolucionar a matriz energética do setor de transportes (NTU, 2019; EPE, 2020). Uma das vantagens deste combustível é o fato de ele poder ser utilizado diretamente nos motores de combustão interna, sem a necessidade de modificações, podendo ser empregado puro ou em misturas com o diesel convencional e sendo capaz de apresentar um desempenho próximo ou até melhor do que o observado em operações com o diesel fóssil (NO, 2014; VIGNESH *et al.*, 2021).

A empresa finlandesa Neste é a maior produtora de HVO no mundo (NTU, 2019), e seu produto é comercialmente conhecido como *Neste Renewable Diesel* ou *Neste MY Renewable Diesel*TM (NESTE CORPORATION, 2020). Esse é o terceiro principal biocombustível produzido mundialmente em base volumétrica (EPE, 2020), já estando disponível comercialmente na Europa, EUA e Ásia (NTU, 2019). Na América do Sul, por outro lado, o HVO ainda não é comercializado (DE SOUZA *et al.*, 2022).

Há expectativas de que a produção e a comercialização de HVO no Brasil seja inicializada nos próximos anos (DE SOUZA *et al.*, 2022), especialmente após a Resolução ANP Nº 842 incluir os óleos vegetais hidrotratados ao grupo de combustíveis rotulados como diesel verde e estabelecer as obrigações a serem atendidas para a sua comercialização no país (ANP, 2021). Além disso, a Petrobras já realizou testes em escala industrial para a produção deste biocombustível no país (PETROBRAS, 2020). A empresa Neste, em parceria com o grupo GETEC da UNIFEI, liderado pelo coordenador do projeto e orientador deste trabalho, doou 200 litros desse combustível para a UNIFEI em março de 2021.

Na Figura 7 é apresentada uma amostra deste combustível doado para o projeto, enquanto no Apêndice A são discutidas algumas formas de produção deste biocombustível.



Figura 7: HVO produzido pela Neste

Fonte: Autor

4.2.1 Características e propriedades do HVO

O HVO é um combustível parafínico, com estrutura química C_nH_{2n+2} , que possui um maior número de cetano do que o diesel e o biodiesel; é livre de aromáticos e de enxofre e apresenta propriedades físico-químicas bastante similares às do diesel fóssil (AATOLA *et al.*, 2009). O HVO possui elevada estabilidade à oxidação, um dos principais problemas observados no biodiesel (SINGH; SUBRAMANIAN; SINGAL, 2015). Além disso, o HVO possui um maior PCI (MJ/kg) do que o diesel e o biodiesel (PECHOUT *et al.*, 2019). Outra vantagem do HVO em relação ao biodiesel é a sua menor viscosidade, o que resulta em melhores características de injeção e atomização (NO, 2014; NESTE CORPORATION, 2020). A Tabela 2 apresenta algumas propriedades típicas do HVO.

A massa específica do HVO é menor que a do diesel fóssil e do biodiesel, o que permite que ele seja misturado em óleos diesel mais pesados e ainda cumpra os limites de densidade especificados por norma (HARTIKKA; KURONEN; KIISKI, 2012).

Tabela 2: Especificações típicas do HVO

Propriedade	Unidade	HVO
Aparência	-	Claro e transparente
Teor de água máx.	mg/kg	100
Teor de enxofre	mg/kg	≤ 1,0
Massa específica a 15°C	kg/m ³	780
Ponto de fulgor mín.	°C	70
Viscosidade cinemática a 40°C	mm ² /s	3,0
Cetanagem mín.	-	70
Teor de biodiesel	% volume	0,0
Teor de cinzas	mg/kg	< 0,1
Lubricidade a 60 °C	µm	≈ 680 ⁽¹⁾

(1) se vendido sem aditivo de lubricidade. Em geral, adiciona-se aditivo de lubricidade à mistura final para utilização em veículo, de modo que a lubricidade a 60 °C do HVO com aditivo é inferior 460 µm.

Fonte: Neste Corporation (2020)

O módulo de compressibilidade do HVO é ligeiramente inferior ao do diesel fóssil, o que pode levar a um atraso no início da injeção do primeiro em comparação com o segundo (BOEHMAN *et al.*, 2004). O módulo de compressibilidade descreve quanto o combustível reduz de volume quando submetido a alta pressão durante o processo de injeção. Um módulo de compressibilidade menor significa que o combustível é mais compressível, o que retarda o aumento de pressão no sistema e pode resultar em um atraso na injeção em sistemas mecânicos (LAPUERTA *et al.*, 2012). Por outro lado, esse atraso na injeção não é observado em motores que possuem sistemas de injeção *common-rail* (alta pressão de injeção), uma vez que o *rail* é mantido constantemente na pressão de injeção desejada e a duração da injeção é controlada eletronicamente (TILLI *et al.*, 2009; LAPUERTA *et al.*, 2012).

Uma desvantagem do HVO, apontada por No (2014), está relacionada às suas piores propriedades em baixas temperaturas, de modo que pode ser necessário a utilização de aditivos ou a realização de um processo de isomerização durante a produção para melhorar suas características e propriedades em regiões com climas frios (LAPUERTA *et al.*, 2011; HARTIKKA; KURONEN; KIISKI, 2012). Outra desvantagem está relacionada à baixa lubricidade do HVO devido à ausência de aromáticos, também resultando na necessidade de uso de aditivos (LAPUERTA *et al.*, 2011; PURICELLI *et al.*, 2021).

Por outro lado, o HVO é um combustível que apresenta diversos benefícios ambientais em comparação com o diesel tradicional. Sua combustão resulta em menores emissões de CO,

HC e NO_x (BORTEL; VÁVRA; TAKÁTS, 2019; SONTALIA; KUMAR, 2019), além de uma redução considerável nas emissões de MP, já que seu conteúdo livre de aromáticos cria uma condição que não favorece a formação deste poluente (VIGNESH *et al.*, 2021). Além disso, ele produz menores emissões de CO₂ (BORTEL; VÁVRA; TAKÁTS, 2019; DA COSTA *et al.*, 2022), sendo capaz de reduzir consideravelmente a pegada de carbono associada a seu uso em comparação com o diesel fóssil (GÖTZ *et al.*, 2016; ROQUE *et al.*, 2023).

4.3 Gás Natural

O gás natural corresponde à porção volátil do petróleo bruto, sendo normalmente encontrado sob altas pressões nas rochas porosas dos reservatórios de petróleo, em uma região acima da zona de combustível líquido. Além disso, ele também pode ser encontrado em reservatórios não associados ao óleo líquido (KARIM, 2015). Apesar de sua composição variar de região para região, ele é composto por cerca de 90 % de metano em base volumétrica, enquanto o restante corresponde a outros hidrocarbonetos mais pesados (etano, propano, butano, etc.) e alguns gases diluentes, como nitrogênio e oxigênio (HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017). O teor de enxofre neste combustível, após o processamento, é baixíssimo, de modo que ele pode ser considerado livre deste composto (KARIM, 2015). O gás natural é incolor, inodoro e inflamável quando misturado ao ar em concentrações volumétricas na faixa de 5 % (limite de inflamabilidade inferior) a 15 % (limite superior de inflamabilidade) (GRIPPI, 2009).

Para aplicação em motores de combustão interna veicular, o gás natural pode ser armazenado na fase gasosa (comprimido) ou na fase líquida (mantido abaixo dos -162 °C) (MARTINS, 2013). Uma dificuldade associada a seu uso se dá devido às diferenças nas composições do gás natural em diferentes regiões, o que pode afetar o desempenho e as emissões do motor, especialmente considerando o controle no consumo de combustível e na resistência à autoignição e detonação. Outra desvantagem se dá pela sua baixa densidade energética, o que resulta na necessidade de maiores volumes de armazenamento, em comparação com os combustíveis líquidos, para manter a mesma autonomia (MARTINS, 2013; KARIM, 2015).

Como combustível, o gás natural apresenta uma combustão mais limpa do que outros combustíveis fósseis. Seu uso em motores de combustão interna pode contribuir para reduções nas emissões de HC, NO_x, CO, além de não emitir praticamente nenhum material particulado (HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017). Além disso, a produção de CO₂ é comparativamente mais baixa do que a do diesel e da gasolina, uma vez que o metano possui uma maior relação de hidrogênio/carbono na sua composição (H/C) (MARTINS, 2013). O gás natural possui um PCI maior que do diesel e da gasolina, além de apresentar uma elevada octanagem (~120), o que permite que este combustível opere com elevadas relações volumétricas de compressão e com menores riscos de detonação, sendo adequado tanto para a operação em motores de ignição por compressão operando em modo *dual-fuel*, quanto em motores de ignição por centelha que possuam maiores relações volumétricas de compressão; o que resulta em maiores eficiências térmicas. Finalmente, outra vantagem do gás natural é o fato de ser mais barato que o diesel e a gasolina (HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017).

Motores de ignição por compressão que operam com gás natural e diesel em modo *dual-fuel* utilizam predominantemente o combustível gasoso como fonte de energia, enquanto uma pequena quantidade piloto de diesel é injetada próximo ao final do curso da compressão, para atuar como fonte de ignição da mistura. Geralmente, o gás natural é injetado no coletor de admissão do motor e a potência é controlada pela variação da quantidade de gás, enquanto a quantidade injetada de diesel é mantida constante (KARIM, 2015; HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017). Dentre os principais fabricantes de motores *dual-fuel* que operam com gás natural, destaca-se a Wärtsilä, empresa de origem finlandesa que tem em seu portfólio motores *dual-fuel* de médias rotações para aplicações navais e em FPSOs (LATARCHE, 2021; WÄRTSILÄ, 2022).

4.4 Hidrogênio

O hidrogênio, apesar de ser o elemento mais abundante do universo, normalmente não está disponível na natureza em sua forma molecular, podendo ser encontrado apenas em ligações com outros elementos, formando diferentes compostos, como hidrocarbonetos e água (VERHELST; WALLNER, 2009; SUBRAMANI; BASILE; VEZIROĞLU, 2015). Neste

sentido, a obtenção do hidrogênio molecular (H_2) para uso em processos ou como combustível se dá pela sua produção a partir de fontes primárias, como carvão, gás natural e biomassa, ou pela eletrólise da água (OECD, 2005; SILVEIRA, 2017).

O hidrogênio é um gás incolor, inodoro e insípido, não tóxico, extremamente inflamável e capaz de fornecer uma quantidade energética da ordem de 120 MJ/kg, o que corresponde a um valor entre duas a três vezes maior do que os combustíveis hidrocarbonetos, tornando-o o combustível com o maior conteúdo energético em base mássica dentre os conhecidos (SUBRAMANI; BASILE; VEZIROĞLU, 2015; SANKIR; SANKIR, 2017). Por outro lado, a densidade energética do hidrogênio é bastante baixa, de modo que, em geral, ele deve armazenado como um gás comprimido em pressões que variam de cerca de 15 MPa a 70 MPa (STETSON; MCWHORTER; AHN, 2016).

O hidrogênio é considerado por muitos autores como um dos principais vetores energéticos do futuro, devido às suas melhores características ambientais quando produzido a partir de métodos que não fazem uso de recursos fósseis. Além disso, é considerado uma alternativa eficiente para converter e armazenar energia, o que possibilitaria uma redução na dependência de combustíveis fósseis nos setores de transporte e para a geração de energia (VERHELST; WALLNER, 2009; AJANOVIC; SAYER; HAAS, 2022). Apesar das características ambientais, atualmente o hidrogênio tem seu uso comercial como vetor energético bastante limitado, sendo principalmente utilizado em aplicações industriais para o refino de petróleo, nos processos de hidrocrackeamento e hidrodessulfurização; na síntese de amônia para a indústria de fertilizantes; em processos de soldagem; na produção de metanol para a indústria de polímeros; na produção de aço e ácido clorídrico; no hidrocessamento de gorduras e óleos (por exemplo, na produção de HVO); dentre outras (AUSFELDER; BAZZANELLA, 2016; ZOHURI, 2019; AJANOVIC; SAYER; HAAS, 2022).

Como vetor energético, sua utilização é bastante debatida para aplicações em células a combustível, uma tecnologia capaz de atingir elevadas eficiências de conversão e que encontra diferentes aplicações, além de possuir como único subproduto a água pura (WEBER; LIPMAN, 2019). Neste sentido, a utilização de hidrogênio em conjunto com células a combustível pode contribuir de maneira substancial para o aumento da segurança energética, tanto no setor de transportes quanto para a geração elétrica, além de auxiliar na mitigação das emissões de CO_2 (OECD, 2005; WEBER; LIPMAN, 2019).

Em células a combustível, a energia química do hidrogênio é convertida, a partir de reações eletroquímicas, em eletricidade, sem que ocorra uma combustão, de modo que esta tecnologia permite uma conversão energética mais eficiente do que a atingida por motores de combustão interna (WEBER; LIPMAN, 2019; DUTTA; HUSSAIN, 2021). Deste modo, em se tratando de mobilidade, a utilização de células a combustível movidas a hidrogênio pode contribuir de maneira substancial para a descarbonização da matriz de transportes. Apesar disso, estes equipamentos ainda necessitam de avanços tecnológicos e econômicos, esbarrando, em um curto prazo, na necessidade da massificação da sua produção para desenvolver a capacidade de competir com os motores de combustão interna (ZOHURI, 2019; NANDA; VO; NGUYEN-TRI, 2020). Por outro lado, a utilização de hidrogênio nos motores de combustão interna pode ser uma alternativa interessante para reduzir a dependência de combustíveis fósseis e proporcionar uma redução nas emissões de gases de efeito estufa, uma vez que esta tecnologia já é bastante madura e economicamente aplicável (SOBERANIS; FERNANDEZ, 2010; DIMITRIOU *et al.*, 2018).

Os principais processos de produção do hidrogênio são apresentados no Apêndice A.

4.4.1 Utilização de Hidrogênio em motores de combustão interna

A combustão teórica completa do hidrogênio apresenta como único produto a água pura, não produzindo nenhum CO₂, nem outros poluentes, como CO, particulados, HC e compostos de enxofre (CHINTALA; SUBRAMANIAN, 2017; KARTHIC *et al.*, 2020). Neste sentido, o hidrogênio possui uma vantagem única quando aplicado como combustível em MCI, que é o fato de o seu recurso básico poder ser reciclado em um curto intervalo de tempo, isto é, a molécula de água é separada para produzir hidrogênio e, após a combustão, o único produto que sai pelo escapamento do motor é o vapor de água, que retorna para a biosfera (BARBIR; BASILE; VEZIROĞLU, 2016).

Além dos benefícios ambientais, o hidrogênio possui algumas vantagens em comparação com os combustíveis fósseis, que favorecem a combustão e proporcionam um aumento na eficiência, como a sua maior velocidade de chama, maior difusividade no ar, menor distância de extinção da chama, baixa energia de ativação e uma faixa de limites de

inflamabilidade bastante ampla (CHINTALA; SUBRAMANIAN, 2017; AKCAY; YILMAZ; FEYZIOGLU, 2021). Na Tabela 3 são apresentadas algumas propriedades do hidrogênio.

Tabela 3: Propriedades do hidrogênio a 298 K e 1 atm

Peso molecular (g/mol)	2,016
Massa específica (kg/m³)	0,08
Difusividade mássica no ar (cm²/s)	0,61
Temperatura de autoignição (K)	853
Energia de ativação mínima (mJ)	0,02
Limite de inflamabilidade (% vol.)	4 – 75
PCS (MJ/kg)	142
PCI (MJ/kg)	120
Ponto de ebulição (K)	20
Temperatura de chama adiabática (K)	2480
Distância de extinção da chama (mm)	0,64
Índice de octano	> 130

Fonte: Verhelst e Wallner (2009) e Stepien (2021)

Uma desvantagem relacionada ao uso de hidrogênio em motores de combustão interna é o aumento das emissões de NO_x em cargas mais altas (BARBIR; BASILE; VEZIROĞLU, 2016). Por outro lado, técnicas avançadas de injeção e combustão e a utilização de sistemas de pós-tratamento podem contribuir efetivamente para reduzir as emissões de NO_x até os valores exigidos por normas (STEPIEN, 2021). Além disso, o fato de o hidrogênio necessitar de uma pequena quantidade de energia para entrar em ignição pode favorecer a autoignição e a detonação (KARTHIC *et al.*, 2020). Da mesma forma, a elevada temperatura de autoignição e a elevada octanagem tornam este combustível incompatível com os motores de ignição por compressão para a operação convencional. Assim, ele é mais adequado para motores de ignição por centelha ou para motores que operam em modo *dual-fuel* (BARBIR; BASILE; VEZIROĞLU, 2016; KARTHIC *et al.*, 2020).

A utilização de hidrogênio em motores de ignição por compressão no modo *dual-fuel* favorece a formação de uma mistura mais homogênea, devido à maior difusividade do H₂, proporcionando uma combustão mais completa. Da mesma forma, a maior velocidade de chama do H₂ também favorece uma combustão mais completa e reduz as perdas de calor para o meio ambiente (AKCAY; YILMAZ; FEYZIOGLU, 2021; STEPIEN, 2021). Além disso, a combustão mais rápida pode aumentar a eficiência do motor, uma vez que a operação torna-se

mais próxima de um ciclo ideal, com a maior parte da combustão ocorrendo a uma pressão constante (SZWAJA; GRAB-ROGALINSKI, 2009). O hidrogênio também pode proporcionar uma redução do atraso de ignição em comparação com o diesel fóssil operando puro, o que acarretaria em um aumento na eficiência (DIMITRIOU; TSUJIMURA, 2017).

Apesar dos benefícios ambientais e de desempenho observados no uso de hidrogênio em motores, Thiyagarajan *et al.* (2022) destacam que algumas limitações técnicas ainda devem ser superadas (risco de detonação, aumento das emissões de NO_x, dificuldades de produção em larga escala, armazenamento e segurança) para possibilitar a fabricação de veículos e máquinas movidas a hidrogênio.

5 – BANCADA EXPERIMENTAL

Neste capítulo, é apresentada a bancada experimental desenvolvida para a realização dos testes. Inicialmente, discorre-se sobre a construção e a preparação da bancada experimental, seguida das principais instrumentações e do desenvolvimento das adaptações necessárias no motor e no laboratório para possibilitar a operação em modo *dual-fuel*. Além disso, serão apresentadas as especificações do motor, dos instrumentos de medição, dos sistemas de aquisição de dados e, finalmente, as propriedades dos combustíveis utilizados nos testes.

5.1 O projeto de pesquisa

O Governo Federal, por meio da Lei nº 13.755, de 10 de dezembro de 2018, lançou o Programa Nacional Rota 2030, com o objetivo de tornar o setor automotivo brasileiro mais competitivo e fortalecer as empresas do segmento. Os objetivos do programa incluem apoiar e promover o desenvolvimento tecnológico, a inovação, a proteção ao meio ambiente, a eficiência energética, a competitividade e a qualidade de automóveis, caminhões, ônibus, chassis com motor e autopeças (FUNDEP, 2020). Neste sentido, o grupo de pesquisas GETEC (Grupo de Estudos em Tecnologias de Conversão de Energia), do Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, foi aprovado, em âmbito nacional, no edital do Programa Nacional Rota 2030 (Chamada Pública 01/2020) para desenvolver um projeto de pesquisa, em parceria com a empresa FPT Industrial Brasil, focado na linha de “Biocombustíveis e Eficiência Energética”.

O projeto intitulado “Estudo experimental da tecnologia *Dual-Fuel* em motores de ignição por compressão utilizando diesel renovável (HVO/Farnesano) com etanol, hidrogênio ou biogás”, permitiu, dentre outras coisas, a realização de investimentos na infraestrutura da universidade, de modo que um novo laboratório, nomeado de Laboratório de Ensaios em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis, foi completamente projetado e desenvolvido pelos integrantes do projeto. Neste sentido, as atividades apresentadas nesta tese de doutorado contemplam uma parcela dos trabalhos realizados durante este projeto de

pesquisa, além de compreender os primeiros estudos experimentais realizados neste novo laboratório.

5.2 Construção e montagem da estrutura da bancada experimental

A bancada utilizada para a realização dos testes experimentais foi desenvolvida no interior de um banco de ensaios do tipo *test-container*. Esta bancada foi adquirida durante o projeto de pesquisa do Programa Rota 2030 e conta com um dinamômetro hidráulico com capacidade para ensaios em motores de até 600 hp, e com um sistema eletrônico para operação e aquisição de dados. A Figura 8 apresenta a construção do laboratório.



Figura 8: (a) Espaço disponibilizado na UNIFEI para a instalação do novo laboratório; (b) Início da construção de alvenaria da sala de controle; (c) Finalização da sala de controle; (d) Instalação do *test-container*; (e) Vista interna do *test-container*; (f) Finalização da construção do novo laboratório

Fonte: autor

Um motor, doado pela empresa parceira FPT Industrial, foi acoplado ao dinamômetro do *test-container* por meio de um eixo cardan. Na sequência, o motor foi totalmente instrumentado e preparado para a realização dos testes. A Figura 9 apresenta o motor, no interior do laboratório, antes e depois de ser instrumentado para a operação em modo convencional.

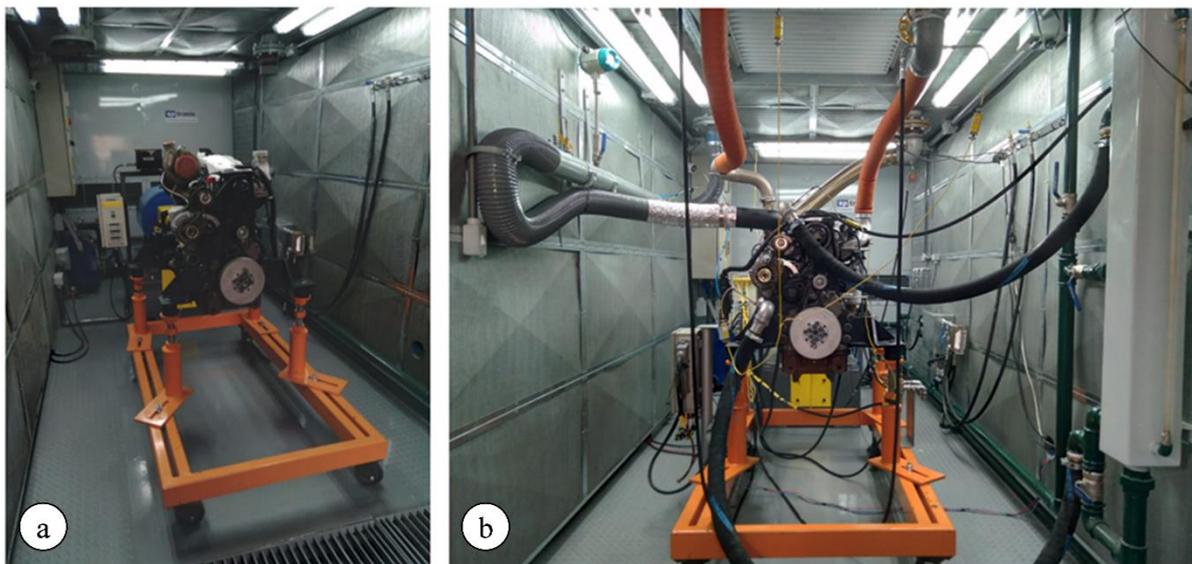


Figura 9: (a) Motor posicionado na bancada; (b) Motor acoplado ao dinamômetro e instrumentado para operação em modo convencional

Fonte: autor

A bancada de ensaios conta com um dinamômetro hidráulico com capacidade de 600 hp, rotação máxima de 4000 rpm e torque máximo de 250 kgm. Além disso, ela conta com um sistema de automação capaz de atender aos requisitos necessários para a realização de testes de potência e para o desenvolvimento de motores. Neste sentido, o sistema automatizado permite a aquisição em tempo real e a gravação de dados de temperaturas, pressões, torque e rotação, além de permitir o ajuste de limites de segurança e de ações de emergência que serão executadas automaticamente, caso necessário.

Ademais, a bancada conta com um circuito hidráulico de resfriamento de água, composto por bombas de circulação, trocadores de calor e torre de resfriamento, para prover água refrigerada durante os testes. A refrigeração do ar na saída do turbocompressor é feita por um trocador de calor casco-tubo, enquanto um ventilador e um exaustor são os responsáveis

por realizar a refrigeração do ar da sala de testes e da torre de resfriamento. A refrigeração do motor também é feita pela água do circuito de arrefecimento.

5.3 Desenvolvimento da bancada experimental

5.3.1 Especificações do motor

O motor modelo NEF 67, da fabricante FPT Industrial, é geralmente utilizado para equipar tratores agrícolas, como os tratores Puma 170 (Figura 10), da marca Case IH e os tratores T7 LWB, da fabricante New Holland (Figura 11). Este motor foi doado pela empresa fabricante e parceira no projeto de pesquisa, tendo sido instalado na bancada experimental e instrumentado para a realização dos ensaios.



Figura 10: Trator Puma 170

Fonte: Case IH (2019)



Figura 11: Trator T7 LWB

Fonte: New Holland (2019)

O NEF 67 é um motor de ignição por compressão de quatro tempos, com potência nominal de 150 kW. O motor é composto por seis cilindros dispostos em linha, equipado com injeção eletrônica *common rail* e com um turbo modelo Holset HX35. O resfriamento do ar na saída do turbocompressor é feito por um intercooler. O cabeçote possui duas válvulas de admissão e duas válvulas de exaustão em cada cilindro e a relação volumétrica de compressão

do motor é de 16,5:1. Na Tabela 4 são apresentadas as especificações detalhadas do motor NEF 67, enquanto uma foto do motor fora da bancada é apresentada na Figura 12.

Tabela 4: Especificações técnicas do motor

Fabricante	FPT Industrial
Modelo	NEF 67
Ciclo	Ciclo Diesel – 4 tempos
Número de cilindros	6
Volume deslocado – cilindrada	6728 cm ³
Diâmetro do cilindro	104 mm
Curso do pistão	132 mm
Comprimento da biela	195 mm
Distância entre os cilindros	120 mm
Relação volumétrica de compressão ()	16,5:1
Número de válvulas	2 de exaustão e 2 de admissão
Aspiração	Turboalimentado (Holset/HX35)
Sistema de injeção	Injeção direta com sistema <i>common rail</i>
Injetores	Bosch/CRIN 2 (1600 bar)
Sistema de pós-tratamento dos gases	Não disponível
Refrigeração	Indireta - água
Potência nominal	150 kW @ 2200 rpm
Torque máximo	790 Nm @ 1600 rpm

Fonte: FPT Industrial (2019)



Figura 12: Motor NEF 67

Fonte: autor

Este motor possui certificação PROCONVE/MAR-1, o que significa que ele atende aos limites de emissões dos poluentes CO, HC, NO_x e MP estipulados pela legislação MAR-1 do PROCONVE. Tal legislação é aplicável aos motores que equipam máquinas agrícolas e rodoviárias novas, tanto nacionais quanto importadas.

5.3.2 Instrumentação para análise da combustão

O processo de aquisição dos dados de pressão no interior do cilindro é detalhado por Merker, Schwarz e Teichmann (2012). As medições são realizadas utilizando-se transdutores de pressão que funcionam de acordo com o princípio piezoelectricidade (capacidade de certos cristais gerarem ou absorverem uma tensão elétrica quando submetidos à uma tensão mecânica). A carga elétrica gerada é proporcional à deformação sofrida pelo elemento de medição, ou seja, proporcional à pressão aplicada sobre o sensor. Deste modo, o transdutor de pressão deve ser instalado no interior do cilindro, estando submetido à pressão da câmara de combustão, de modo que uma força proporcional à pressão no interior do cilindro agirá sobre o material piezoelétrico durante a operação. A partir da pressão do cilindro, o transdutor gera uma pequena carga elétrica que é transformada em uma tensão elétrica proporcional por meio de um amplificador de carga. O sinal elétrico passa por um conversor analógico-digital antes de ser processado.

Simultaneamente, um marcador angular óptico, ou *encoder* óptico, é montado no virabrequim do motor. Este elemento se baseia no efeito fotoelétrico, utilizando um sensor para identificar a mudança de posição angular do virabrequim à medida que um feixe de luz incide sobre um disco padronizado por sequências de traços e vazios (similar a um código binário) (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012). No *encoder* utilizado nesta bancada experimental, um LED emite um feixe de luz sobre um disco dotado de uma sequência radial de marcações reflexivas. À medida que o disco rotaciona, o feixe de luz incide sobre as superfícies opacas e reflexivas do disco, permitindo que a posição angular do disco seja determinada a partir das características da luz refletida. O sinal luminoso é transformado em sinal elétrico pelo receptor, que é convertido por meio de um conversor analógico-digital (AVL,

2010). Um ponto de referência é necessário para zerar a medição angular quando se completa um ciclo, o que corresponde a duas voltas do disco (duas voltas do virabrequim).

Um esquema demonstrativo de um sistema de aquisição, análise e processamento dos dados de pressão no interior do cilindro é apresentado na Figura 13.

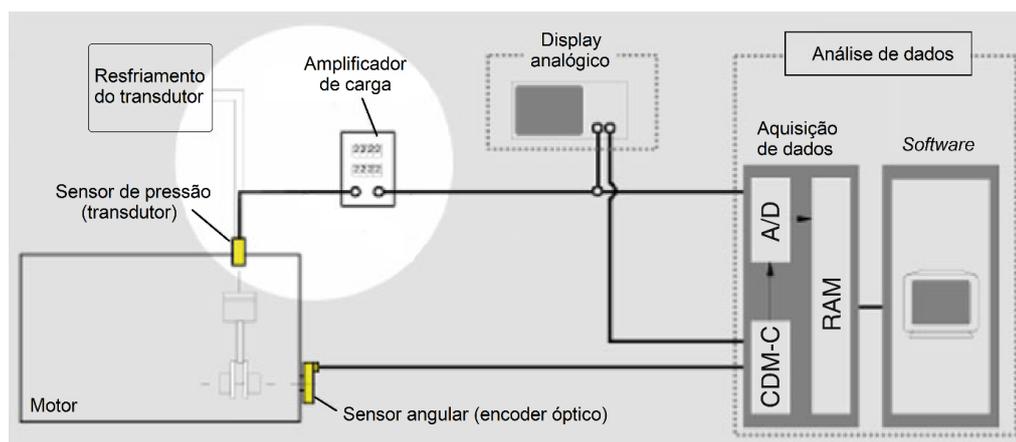


Figura 13: Esquema do sistema de medição de pressão

Fonte: Merker, Schwarz e Teichmann (2012)

Neste trabalho, as aquisições dos dados de pressão no interior do cilindro foram realizadas a partir da instalação de um transdutor piezoelétrico dentro da câmara de combustão. Este transdutor, modelo AVL GH14DK, opera simultaneamente a um *encoder* óptico, modelo AVL 365C, de modo que este conjunto permite a aquisição da pressão no interior do cilindro para cada ângulo do virabrequim.

Com o objetivo de se determinar um ponto de referência para a medição da posição angular, desativou-se momentaneamente a injeção de combustível no cilindro instrumentado (cilindro 1), por meio de um scanner automotivo, evitando a combustão neste cilindro específico, enquanto os demais operavam normalmente (*motored operation*). Neste sentido, o PMS deste cilindro foi definido como sendo o ponto em que se atinge a pressão máxima sem a ocorrência de combustão, e levando em consideração o ângulo de perda térmica (*loss angle*) característico do motor ensaiado. Uma vez determinado o PMS, é possível escolher o ponto de referência do *encoder* óptico para o reinício da medição angular. Neste sentido, por conveniência optou-se por adotar o PMS do curso de compressão como sendo o ponto em que o ciclo tem início, isto é, o ponto correspondente a 0° do eixo virabrequim.

O cabeçote usinado e pronto para a instrumentação é apresentado nas Figuras 15, enquanto o motor instrumentado para a aquisição da pressão em diferentes ângulos do virabrequim é apresentado na Figura 16.

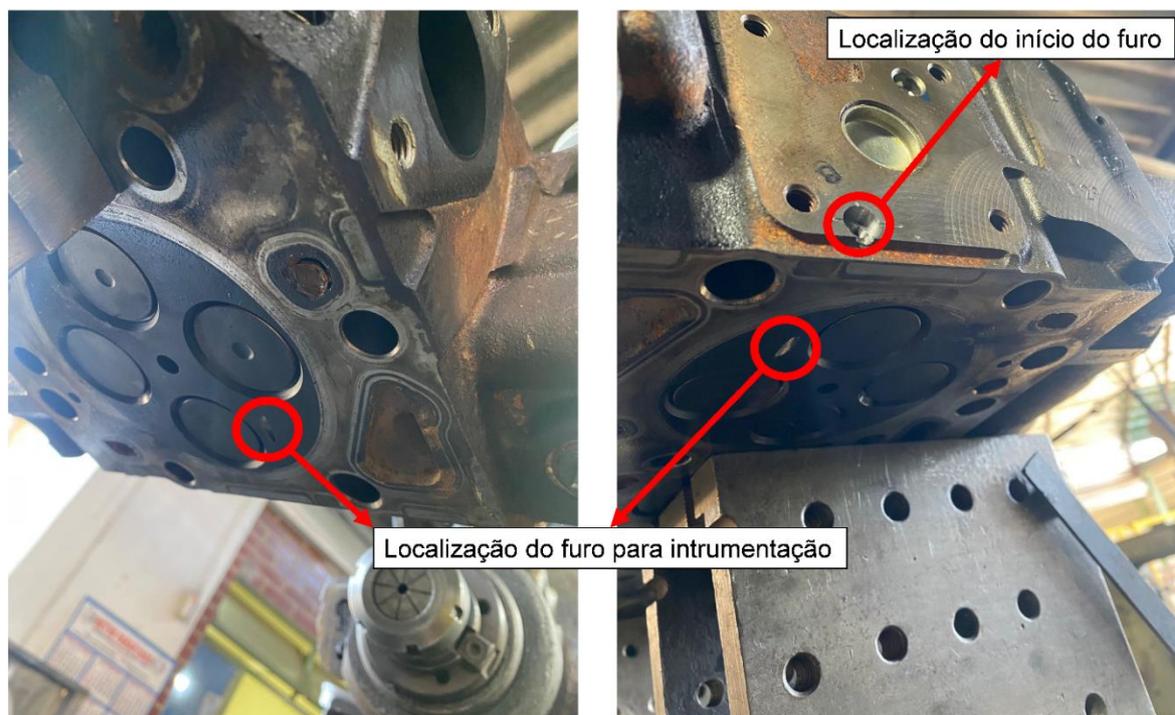


Figura 15: Cabeçote usinado

Fonte: autor

5.3.3 Instrumentação para análise das emissões de poluentes

Para o estudo das emissões de poluentes, utilizou-se um analisador de gases modelo PC-Multigás, da fabricante NAPRO Eletrônica Industrial (Figura 17). Este analisador, certificado e homologado pelo Inmetro, é capaz de medir as concentrações volumétricas de CO, CO₂, HC e NO_x presentes nos gases de escape. As emissões de CO, CO₂ e HC são determinadas utilizando-se a tecnologia de absorção de raios infravermelhos não dispersivos (*NDIR – non-dispersive infrared*), enquanto as emissões de NO_x são analisadas pelo método da quimiluminescência.

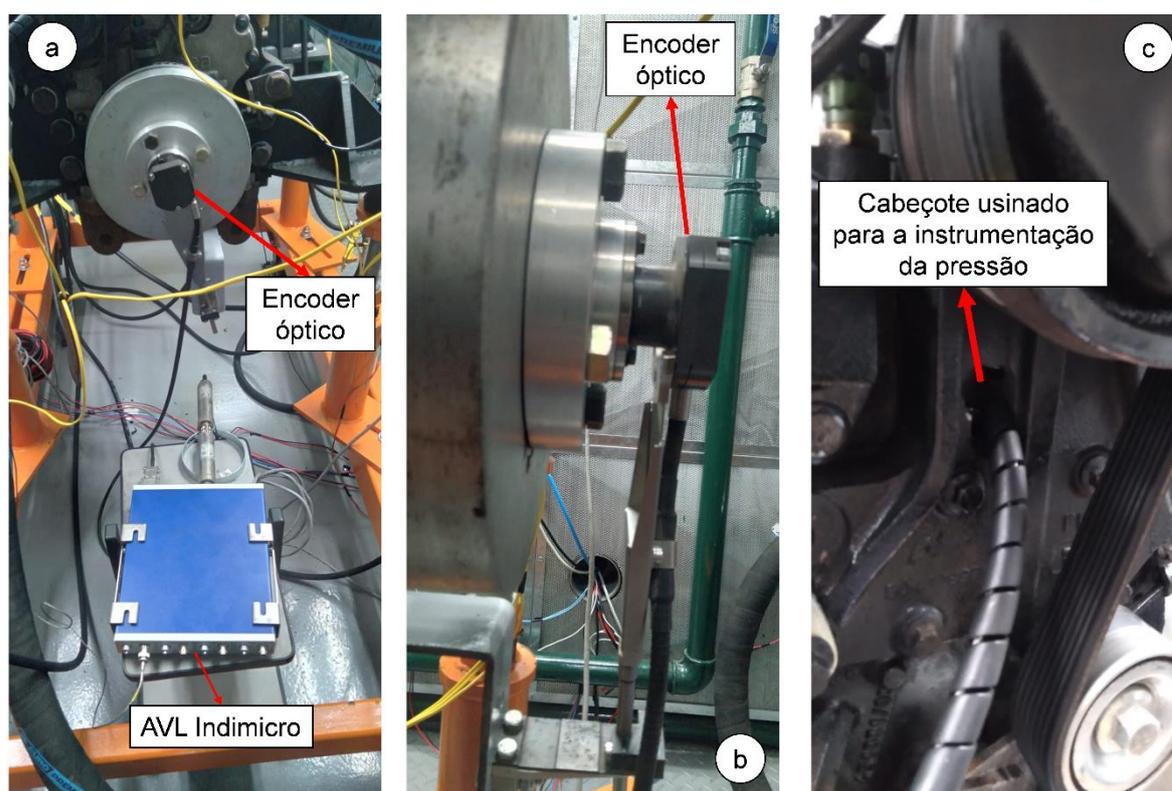


Figura 16: Instrumentação para aquisição da pressão no interior do cilindro

Fonte: autor

Para aumentar a acurácia na aquisição dos dados e garantir maior vida útil ao equipamento, um sistema de condicionamento de gases foi instalado antes do medidor PC-Multigás. Este sistema, da mesma fabricante do analisador de gases, tem a função de filtrar os gases de escape, visando proteger e aumentar a vida útil do analisador. Além disso, o sistema de condicionamento é responsável por condensar a umidade presente nos gases, assegurando que as emissões sejam mensuradas em base seca, ao mesmo tempo em que garante maior precisão e confiabilidade aos resultados ao evitar que a presença de partículas possa influenciar nas medições.

Ademais, um analisador do tipo opacímetro, também certificado e homologado pelo Inmetro, foi utilizado para determinar os níveis de fumaça emitidos pelo motor. O medidor, modelo Smoke Check 2000, da fabricante Altanova, é apresentado na Figura 18. Esse analisador é composto por uma sonda, que deve ser instalada no escape do motor, por onde é extraída uma amostra dos gases para a medição. A sonda possui um LED e uma fotocélula, montados em posições opostas, de modo que um feixe de luz atravessa a amostra de fumaça

que percorre a sonda e atinge o receptor. A fotocélula detecta a intensidade da luz emitida que conseguiu atravessar os gases de exaustão, realizando a medição do coeficiente de absorção de luz (na unidade de m^{-1}), que é o parâmetro utilizado para determinar as emissões específicas de material particulado, seguindo a metodologia apresentada no Capítulo 6.

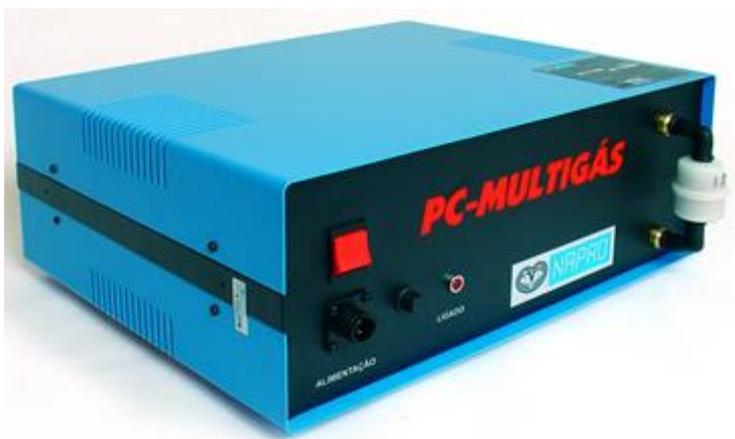


Figura 17: Analisador compacto de gases PC-Multigás

Fonte: NAPRO (2016)



Figura 18: Smoke Check 2000

Fonte: ALTANOVA (2022)

Deste modo, para a aquisição das concentrações dos poluentes nos gases de exaustão, a sonda do condicionador foi instalada em um ponto apropriado da tubulação de escape, fornecendo uma amostra dos gases para o analisador. O opacímetro, por outro lado, foi instalado próximo à saída dos gases para a atmosfera.

5.3.4 Instrumentação e preparação da instalação para operação em modo *dual-fuel*

Para a operação em modo *dual-fuel*, a solução escolhida foi pela realização da injeção de combustível gasoso diretamente no coletor de admissão do motor, nas proximidades das válvulas de admissão (injeção *port-fuel*). Neste sentido, optou-se por remover o pré-aquecedor de ar do coletor de admissão e usar uma nova peça que possua as mesmas dimensões, permitindo a injeção dos combustíveis gasosos através dela. Deste modo, a nova peça foi

usinada com as dimensões adequadas para evitar vazamentos e com seis furos que possibilitam o acoplamento das mangueiras de combustível gasoso.

Com os seis pontos de injeções adequadamente determinados, o próximo passo no projeto do sistema foi definir as características do injetor. Para isso, decidiu-se utilizar duas flautas, cada uma equipada com quatro bicos injetores. Estas flautas são comumente utilizadas em kits gás para permitir que os veículos operem com gás natural veicular (GNV). A escolha de se utilizar duas flautas foi feita pela necessidade de se realizar a injeção em seis pontos diferentes, uma para cada cilindro. As adaptações realizadas na bancada experimental e no motor para a operação em modo *dual-fuel* são apresentadas na Figura 19.

Para controlar a injeção do combustível gasoso, utilizou-se uma unidade de comando do motor (isto é, uma ECU – *engine control unit*) modelo FT450, da fabricante Fuel Tech. Essa unidade permite, dentre outras coisas, realizar o controle da injeção do combustível gasoso em modo sequencial, semissequencial e simultâneo. Para a adequada operação desta ECU com os injetores selecionadas, foi necessário utilizar uma unidade Peak and Hold, também da fabricante Fuel Tech. A utilização deste equipamento se deu pelo fato de ser necessário controlar a corrente aplicada nos bicos utilizados (bicos de baixa impedância), melhorando a velocidade de resposta e garantindo uma linearidade da injeção de combustível em todo o conjunto de injetores.

Finalmente, um sensor indutivo de rotação foi instalado sobre a roda fônica do motor, para o referenciar a posição angular do virabrequim. O sinal do sensor indutivo é utilizado pela unidade FT450 para determinar o momento correto da abertura do injetor. Neste sentido, com o conjunto completo projetado para a operação em modo *dual-fuel*, é possível realizar a injeção do gás no momento adequado, de modo que o combustível gasoso seja admitido no cilindro correspondente ao bico injetor aberto. Além disso, a central FT450 permite definir a duração da abertura do injetor e, conseqüentemente, controlar a vazão mássica de combustível gasoso durante cada ponto de teste.

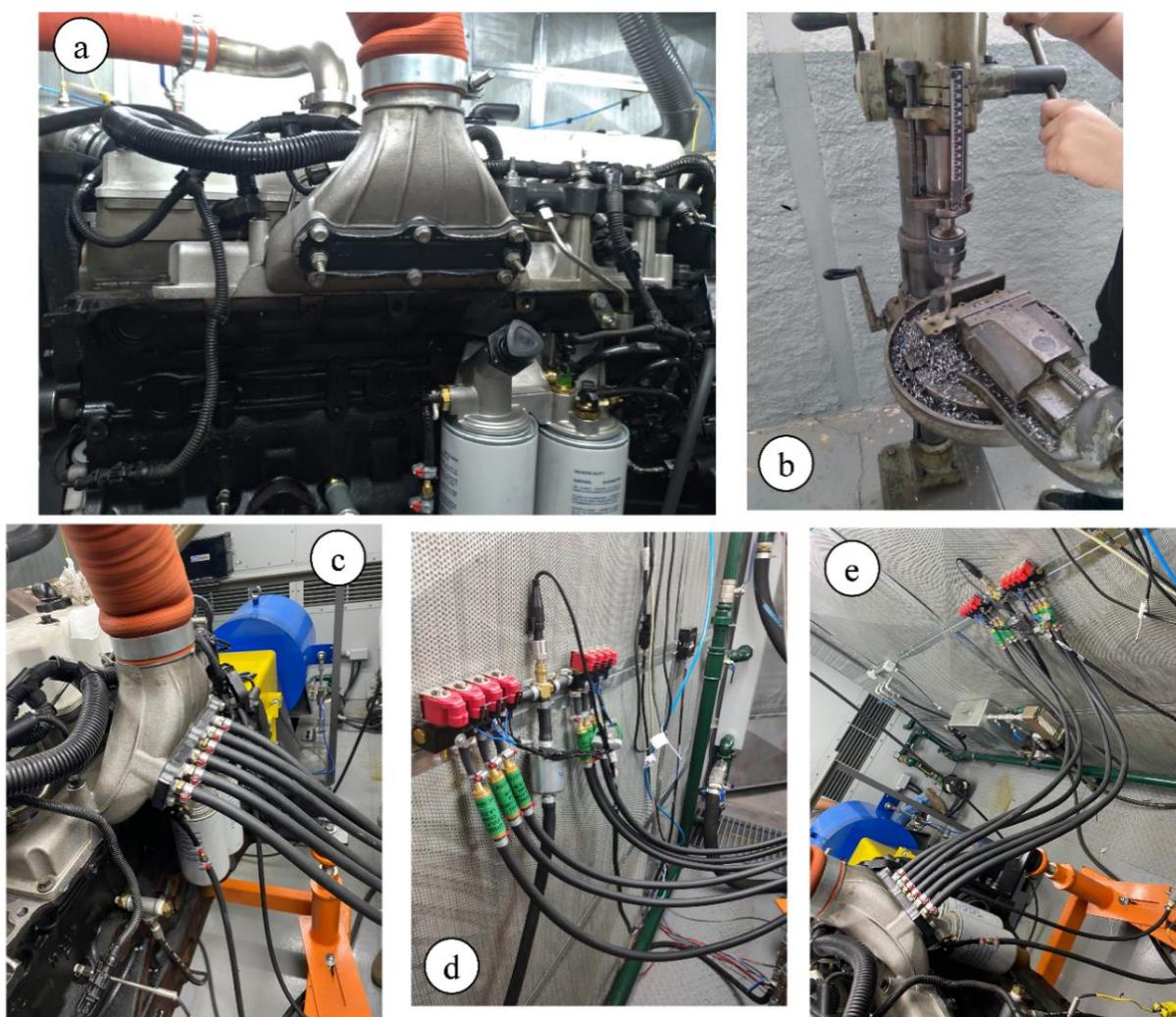


Figura 19: (a) Coletor de admissão antes da adaptação para a operação em modo *dual-fuel*; (b) Usinagem da peça para acoplamento das mangueiras de combustíveis; (c) Conexão das mangueiras de combustíveis; (d) Flauta com seis bicos injetores conectados e com as válvulas corta-chamas; (e) Instalação do sistema para a operação em modo *dual-fuel*.

Fonte: autor

5.3.5 Descrição detalhada da instrumentação e da bancada

Além das instrumentações e adaptações apresentadas para as aquisições de dados de pressão no interior do cilindro, emissões e injeção de combustível gasoso, a bancada ainda é composta por outros equipamentos e sensores. A bancada conta com oito termopares tipo K, conectados a um sistema eletrônico, para aquisições em diversos pontos: temperatura ambiente,

temperaturas da água na entrada e na saída do motor, temperatura do óleo do cárter, temperatura do combustível, temperatura do ar na saída do turbo, temperatura do ar no coletor de admissão e temperatura dos gases de exaustão.

Da mesma forma, as pressões em pontos determinados também são medidas, utilizando-se manômetros digitais: pressão atmosférica, pressão da linha de combustível, pressão do cárter de óleo, pressão na saída do turbo, pressão no coletor de admissão e pressão no escapamento. O consumo de combustível líquido é aferido utilizando-se um medidor de vazão do tipo engrenagem, enquanto a vazão de ar admitida é mensurada por um medidor termal de vazão mássica. Todos esses dados são aferidos em tempo real, com uma taxa de aquisição de 1 Hz, e armazenados pelo sistema de aquisição de dados.

A medição do fator Lambda (λ) foi feita instalando-se uma sonda lambda modelo Bosch LSU 4.2 no duto de exaustão. Esta sonda é capaz de medir a quantidade de oxigênio presente nos gases de exaustão e, dessa forma, determinar o valor do fator Lambda. Para a aquisição deste parâmetro, utilizou-se uma unidade FuelTech WB-O2 Nano conectada à sonda para realizar o condicionamento e a leitura dos dados fornecidos pela sonda.

A vazão mássica de combustível gasoso injetado no coletor de admissão foi mensurada com um medidor multigás modelo Aalborg DPC, que é capaz de medir as vazões mássicas/volumétricas de até 90 gases diferentes, baseando-se no diferencial de pressão entre elementos de restrição do medidor.

As especificações técnicas dos equipamentos utilizados para as aquisições dos dados são apresentadas na Tabela 5, enquanto que algumas fotos da bancada e dos sistemas de aquisição são apresentadas nas Figuras 20, 21, 22 e 23.



Figura 20: Sala de controle do laboratório

Fonte: autor

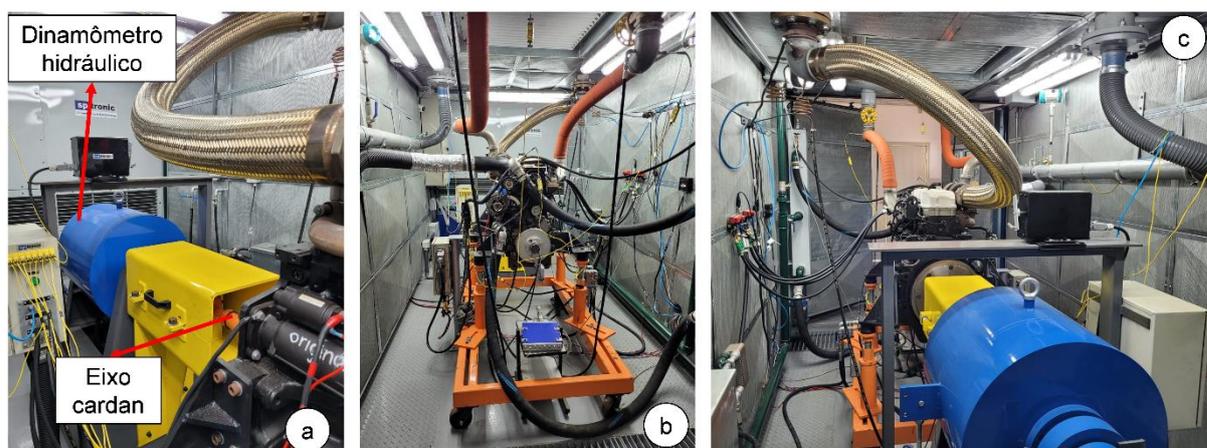


Figura 21: Laboratório de Ensaio em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis: (a) Dinamômetro hidráulico; (b) Vista frontal do *test-container*; (c) Vista do fundo do *test-container*

Fonte: autor

Tabela 5: Descrição da instrumentação da bancada

Variável medida	Fabricante	Tipo de sensor	Modelo	Faixa de medição	Incerteza
Torque de eixo (Nm)	Sptronic	Dinamômetro hidráulico	HD600	0 – 736	$\pm 0,05$
Rotação do motor (rpm)	Bosch	Sensor indutivo	Bosch 0261210	0 – 4000 rpm	$\pm 0,5$
Pressão no cilindro (bar)	AVL	Piezoelétrico	AVL GH14DK	0 – 300	$\pm 0,3\%$ FE ¹
Ângulo do virabrequim (°)	AVL	Encoder óptico	AVL 365	–	$< \pm 0,03^\circ$
Lambda (λ)	Fueltech	Sensor de O ₂ de banda larga	Bosch 4.2	0,65 – 8,0	$\pm 0,009$
Consumo de combustível (l/h)	OVAL	Engrenagens/Magnético	Oval M-III	1,5 – 100	$\pm 1,0\%$
Vazão mássica de ar (kg/h)	SMartins	Termal	SMFMT-100-I-L	0 – 1250	$\pm 1,0\%$
Temperaturas (°C)	TC	Termopar	Tipo K	0 – 1372	$\pm 1,1^2$
Umidade relativa (%)	Fischer	Higrômetro	Hair-hygrometer	0 – 100	$\pm 3,0\%$
Vazão mássica de combustível gasoso (ml/min)	Aalborg	Sensor de pressão diferencial	DPC37S	0,5 – 50	$\pm 0,5\%$
Pressões					
Admissão (bar)	Wika	Manômetro digital	Wika A-10	-1 – 1,5	$\pm 1,0\%$
Combustível, escape, turbo e coletor de admissão (bar)	Wika	Manômetro digital	Wika A-10	0 – 4	$\pm 1,0\%$
Óleo (bar)	Wika	Manômetro digital	Wika A-10	0 – 10	$\pm 1,0\%$
Poluentes					
NO _x (ppm)	NAPRO	Analizador de gases	PC-Multigás	0 – 5,000	$\pm 25^3$
HC (ppm)	NAPRO	Analizador de gases	PC-Multigás	0 – 20,000	$\pm 4^4$
CO (% vol.)	NAPRO	Analizador de gases	PC-Multigás	0 – 15	$\pm 0,02^4$
CO ₂ (% vol.)	NAPRO	Analizador de gases	PC-Multigás	0 – 20	$\pm 0,3^4$
Opacidade (m ⁻¹)	Altanova	Opacímetro	Smoke Check 2000	0 – 9,99	$\pm 0,5\%$

¹ FE – Fundo de escala² ou 0,4% da leitura, o que for maior³ ou 4% da leitura, o que for maior⁴ ou 3% da leitura, o que for maior

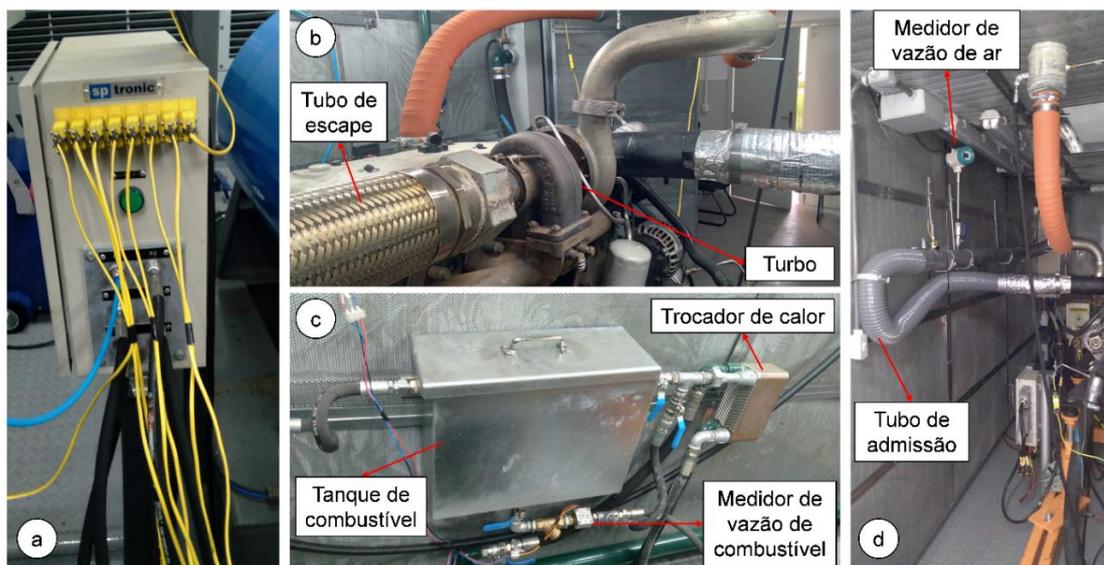


Figura 22: Laboratório de Ensaios em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis: (a) Central eletrônica de aquisição de dados de pressão e temperatura; (b) Posição do tubo de escape e do turbo; (c) Tanque de combustível e medidor de consumo; (d) Tubo de admissão e medidor de vazão de ar

Fonte: autor

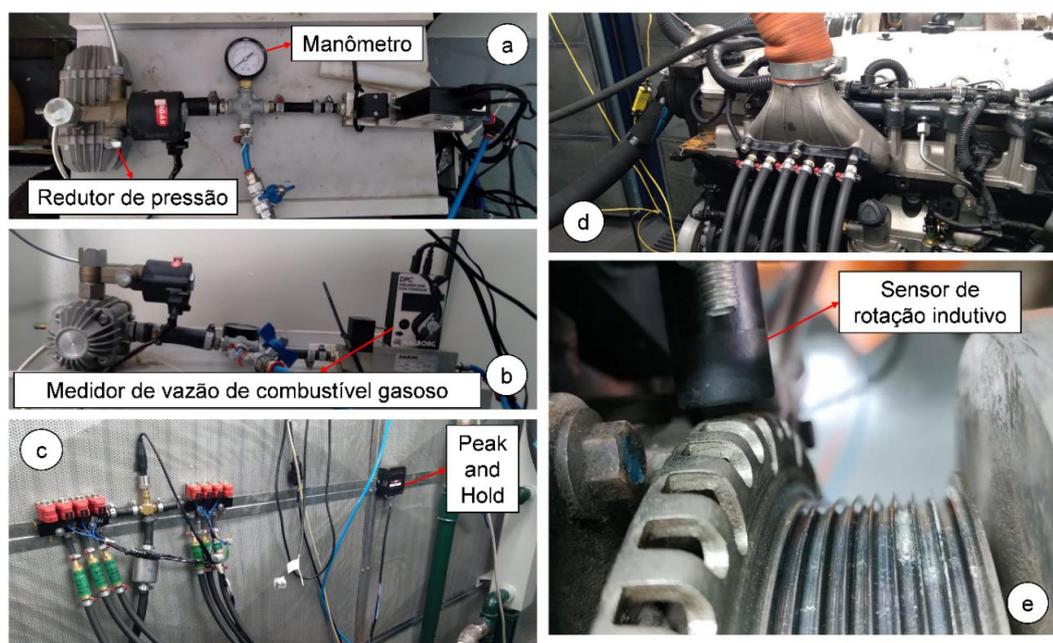


Figura 23: Laboratório de Ensaios em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis: (a) Sistema de redução de pressão de gás; (b) Medidor de vazão do combustível gasoso; (c) Posicionamento do sistema de injeção de combustível gasoso; (d) Coletor de admissão preparado para a operação em modo *dual-fuel*; (e) Instalação do sensor de rotação indutivo.

Fonte: autor

5.4 Propriedades dos combustíveis

Neste trabalho, dois combustíveis foram utilizados separadamente como pilotos: o diesel S10, que é o principal combustível utilizado no Brasil em veículos equipados com motores de ignição por compressão, e o HVO, que representa uma alternativa renovável ao diesel fóssil. Além disso, dois combustíveis foram utilizados, por meio de injeção *port-fuel*, para substituir parcialmente os combustíveis pilotos: GNV e hidrogênio. A Figura 24 sumariza os combustíveis utilizados neste trabalho.

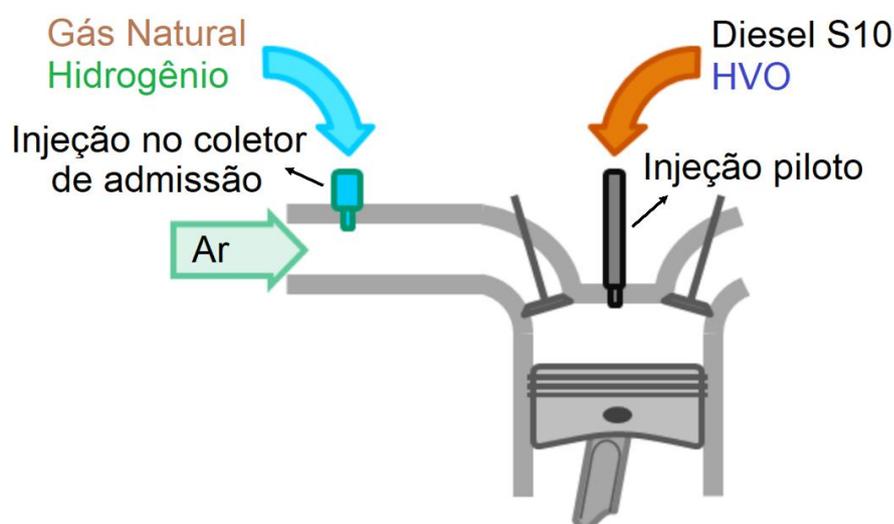


Figura 24: Combustíveis utilizados nos ensaios

Fonte: autor

O diesel S10 foi adquirido em um posto de combustíveis localizado na cidade de Itajubá-MG, sendo constituído, nas datas em que a compra foi realizada, por um teor de 10 % de biodiesel em base volumétrica. O HVO foi doado pela empresa Neste, que é a principal produtora mundial deste biocombustível, estando disponível em diversos países e sendo conhecido pelo nome comercial de Neste Renewable Diesel. Da mesma forma que o diesel S10, o gás natural veicular foi adquirido em um posto de combustível regulamentado, sendo armazenado em cilindros de alta pressão. O hidrogênio de elevada pureza foi adquirido de uma empresa que comercializa gases industriais, tendo sido armazenado em cilindros a uma pressão da ordem de 150 bar.

Na Tabela 6 são apresentadas as principais características dos combustíveis pilotos, enquanto na Tabela 7 são apresentadas as principais características dos combustíveis gasosos utilizados. Observa-se que os valores apresentados nas tabelas 6 e 7 representam as propriedades definidas por padrões para estes combustíveis.

Tabela 6: Principais propriedades dos combustíveis pilotos utilizados

Propriedade	Diesel S10	HVO
Composição (% massa)	$C - 85,33$ $H - 13,12$ $O - 1,55$ $S - 0,001$	$C - 84,60$ $H - 15,40$ $O - 0,01$ $S - 0,00$
Razão H/C	1,83	2,17
Relação ar-combustível estequiométrica	14,20	14,95
PCI (MJ/kg)	41,03	44,10
Número de cetano	50,5	76,3
Massa específica a 20 °C (kg/m ³)	846,6	780,0
Viscosidade cinemática a 40 °C (mm ² /s)	2,88	2,82
Teor de biodiesel na data dos ensaios	10 %	-
Fórmula molecular aproximada	$C_{14,22}H_{26,24}O_{0,19}$	$C_{14}H_{30}$

Fonte: Adaptado de Da Costa et al. (2022) e Neste (2020)

Tabela 7: Principais propriedades dos combustíveis gasosos utilizados

Propriedade	Gás Natural	Hidrogênio
Composição (% vol.)	$CH_4 - 88,5$ $C_2H_6 - 6,2$ $C_3H_8 - 2,2$ $C_4H_{10} - 0,8$ $CO_2 - 1,8$ $N_2 - 0,5$	$H_2 - 100$
Octanagem	120	>130
Temperatura de autoignição (°C)	~482-632	585
PCI (MJ/kg)	47,053	119,81
Temperatura de chama adiabática (°C)	~1945	~2127
Relação ar-combustível estequiométrica	16,08	34,3
Razão H/C	3,73	-

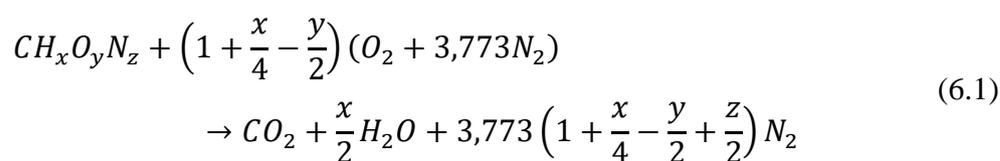
Fonte: Adaptado de Da Costa et al. (2022) e Tutak; Jamrozik; Grab-Rogaliński (2020)

6 – METODOLOGIA

Neste capítulo será apresentada a metodologia utilizada para a realização dos ensaios experimentais, bem como as metodologias e equacionamentos para a realização das análises e para os cálculos dos parâmetros de combustão, emissões de poluentes e desempenho.

6.1 – Estequiometria da combustão

Uma análise estequiométrica da combustão em motores é realizada, normalmente, assumindo que a composição molar normalizada do combustível possa ser expressa por $CH_xO_yN_z$. Neste sentido, os valores de x , y e z são definidos como as razões molares de H, O e N em relação a C (BRUNETTI, 2012). Deste modo, a reação química que representa combustão estequiométrica de um combustível com o oxigênio do ar é representada pela Equação 6.1, assumindo uma composição de ar de 3,773 mols de nitrogênio para cada mol de oxigênio (HEYWOOD, 2018).



Por outro lado, para a operação *dual-fuel*, será assumido que a composição molar normalizada do combustível é equivalente à composição molar normalizada de uma mistura hipotética formada pelo combustível piloto e pelo combustível injetado no coletor de admissão. Neste sentido, primeiramente é necessário definir a substituição percentual mássica (SPM) de combustível injetado no coletor de admissão em relação à massa total de combustível. O cálculo da SPM é realizado pela Equação 6.2.

$$SPM(\%) = \frac{\dot{m}_{pfi}}{\dot{m}_{pfi} + \dot{m}_{piloto}} \quad (6.2)$$

onde \dot{m}_{pfi} é a massa de GNV ou H₂ (subscrito *pfi* – *port-fuel injection*) e \dot{m}_{piloto} é a massa de HVO ou diesel (subscrito piloto).

Deste modo, pode-se estimar a composição percentual mássica dessa mistura hipotética entre o combustível piloto e o combustível injetado no coletor de admissão pelas equações 6.3, 6.4, 6.5 e 6.6 (PEDROZO, 2017).

$$C_{\%} = SPM \cdot \%C_{pfi} + (1 - SPM) \cdot \%C_{piloto} \quad (6.3)$$

$$H_{\%} = SPM \cdot \%H_{pfi} + (1 - SPM) \cdot \%H_{piloto} \quad (6.4)$$

$$O_{\%} = SPM \cdot \%O_{pfi} + (1 - SPM) \cdot \%O_{piloto} \quad (6.5)$$

$$N_{\%} = SPM \cdot \%N_{pfi} + (1 - SPM) \cdot \%N_{piloto} \quad (6.6)$$

onde $\%C$, $\%H$, $\%O$ e $\%N$ representam a composição percentual mássica dos combustíveis.

Um vez determinadas as composições percentuais dessa mistura hipotética, é possível calcular as razões molares x , y e z para as combinações de combustíveis estudadas em função da substituição percentual mássica do combustível gasoso pelas equações 6.7, 6.8 e 6.9 (ABNT, 2012a):

$$x = \frac{H_{\%}/1,008}{C_{\%}/12,011} \quad (6.7)$$

$$y = \frac{O_{\%}/15,999}{C_{\%}/12,011} \quad (6.8)$$

$$z = \frac{N_{\%}/14,006}{C_{\%}/12,011} \quad (6.9)$$

De maneira análoga à substituição mássica, é interessante definir também a substituição energética (SE), como uma forma de avaliar quanto da energia do combustível piloto está sendo

substituída pelo combustível gasoso durante a operação. A substituição energética pode ser calculada pela Equação 6.10.

$$SE(\%) = \frac{\dot{m}_{pfi} \cdot PCI_{pfi}}{\dot{m}_{pfi} \cdot PCI_{pfi} + \dot{m}_{piloto} \cdot PCI_{piloto}} \quad (6.10)$$

onde PCI_{pfi} é o poder calorífico inferior do combustível injetado no coletor de admissão e PCI_{piloto} é o poder calorífico inferior do combustível piloto.

Já a relação ar-combustível estequiométrica pode ser determinada a partir dos valores de x , y e z e das massas moleculares de cada componente na mistura hipotética, de acordo com a Equação 6.11 (HEYWOOD, 2018).

$$(A/C)_{est} = \frac{\left(1 + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}\right) (M_{O_2} + 3,773 M_{N_2})}{12,011 + 1,008x + 15,999y + 14,007z} \quad (6.11)$$

onde M_{O_2} é a massa molar de oxigênio ($M_{O_2} = 31,9988$ g/mol) e M_{N_2} é a massa molar de nitrogênio ($M_{N_2} = 28,011$ g/mol) (ABNT, 2012a).

Um parâmetro utilizado para determinar o excesso de ar presente nos gases de exaustão é a razão de equivalência (ϕ), que faz uma correlação entre a relação ar-combustível estequiométrica ($(A/C)_{est}$) e a relação ar-combustível real ($(A/C)_{real}$), sendo um parâmetro utilizado para caracterizar se uma mistura é rica ($\phi > 1$), pobre ($\phi < 1$) ou estequiométrica ($\phi = 1$) (HEYWOOD, 2018). O inverso da razão de equivalência é o parâmetro conhecido como fator Lambda (λ), calculado pela Equação 6.12. Observa-se que, para a operação do motor em modo *dual-fuel*, o fator lambda deve considerar as vazões mássicas de ambos os combustíveis. Nestes casos, o fator lambda pode ser calculado pela Equação 6.13 (PEDROZO, 2017).

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{(A/C)_{real}}{(A/C)_{est}} = \frac{\dot{m}_{ar}/\dot{m}_{comb}}{(A/C)_{est}} \quad (6.12)$$

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{\dot{m}_{ar}/(\dot{m}_{pfi} + \dot{m}_{piloto})}{(A/C)_{est}} \quad (6.13)$$

6.2 – Metodologia para análise da combustão

A partir dos dados de pressão no interior do cilindro, é possível determinar diversos parâmetros da combustão, como a taxa de liberação de calor (em inglês, *heat release rate - HRR*), a pressão efetiva média, o atraso de ignição, dentre outros. A aquisição dos dados de pressão no interior do cilindro para cada posição do virabrequim foi realizada pelo transdutor piezoelétrico, instalado no interior da câmara de combustão, e os dados obtidos foram processados pelo software AVL Indicom, de modo que, para cada ponto de teste, uma média de 200 ciclos consecutivos foram coletados. Os resultados dos ensaios foram pós-processados utilizando-se as equações descritas nesta seção.

6.2.1 Cálculo do volume no interior do cilindro

Para caracterizar o desempenho do motor e a combustão, alguns parâmetros construtivos e relações geométricas do pistão e da câmara de combustão devem ser conhecidos. Um modelo do mecanismo virabrequim, biela, cabeçote e pistão é mostrado na Figura 25, onde são destacados alguns parâmetros geométricos do motor: curso do pistão L , comprimento da biela c , raio da manivela a , diâmetro do cilindro B , ângulo da manivela θ e distância entre o eixo da manivela e o eixo do pino do pistão d .

Deste modo, é possível calcular o volume instantâneo no interior do cilindro (V_i) para qualquer posição do virabrequim pela Equação 6.14 (MIRMOHAMMADSADEGHI, 2018).

$$V_i = V_m + \frac{\pi B^2}{4} \cdot (c + a - d) \quad (6.14)$$

onde V_m representa o volume morto e d é a distância entre o eixo da manivela e o eixo do pino do pistão, que pode ser calculada para qualquer instante pela Equação 6.15.

$$d = a \cos \theta + \sqrt{c^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (6.15)$$

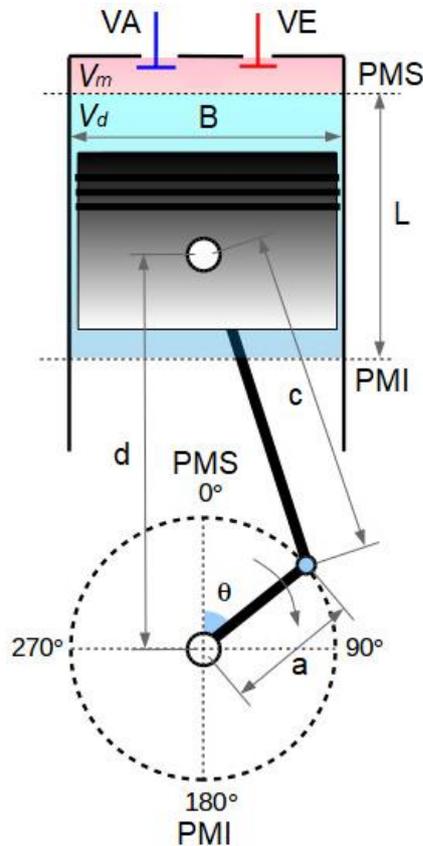


Figura 25: Parâmetros básicos da geometria de um motor de combustão interna

Fonte: x-engineer.org (2017)

Uma vez que um curso de subida ou descida do pistão equivale ao diâmetro da manivela ($L = 2a$) e o volume morto pode ser determinado a partir da relação volumétrica de compressão do motor (Equação 6.16), é possível rearranjar as equações 6.14, 6.15 e 6.16 e determinar o volume instantâneo do cilindro para qualquer posição do ângulo do virabrequim (θ) utilizando-se a Equação 6.17 (HEYWOOD, 2018).

$$r_c = \frac{V_d + V_m}{V_m} \quad (6.16)$$

$$V_i = V_m + \frac{V_d}{2} \left\{ \left(\frac{c}{a} \right) + 1 - \cos \theta - \left[\left(\frac{c}{a} \right)^2 - \sin^2 \theta \right]^{1/2} \right\} \quad (6.17)$$

onde r_c é a relação volumétrica de compressão, V_d é o volume deslocado e θ é o ângulo da manivela em relação ao PMS.

6.2.2 Cálculo da pressão média efetiva indicada (IMEP)

Uma medida teórica da eficiência do motor na produção de trabalho é a pressão média efetiva indicada líquida (IMEP – *Indicated mean effective pressure*). Esse parâmetro é definido como o trabalho líquido por unidade de volume deslocado realizado pelo motor durante os quatro tempos de operação (KIRKPATRICK, 2020). O IMEP corresponde à uma pressão teórica que, se aplicada constantemente na cabeça do pistão ao longo do curso de expansão, seria capaz de produzir o mesmo trabalho do ciclo (BRUNETTI, 2012).

Na Figura 26 é apresentado um diagrama p-V de um motor de ignição por compressão de quatro tempos. Desta figura, pode-se definir a pressão média efetiva indicada bruta como sendo a pressão correspondente à área formada pelas fases de compressão e expansão, no diagrama p-V, por unidade de volume deslocado. A pressão média efetiva de bombeamento, por outro lado, corresponde à área formada pelos cursos de admissão e exaustão, no diagrama p-V, por unidade de volume deslocado. Deste modo, a pressão média efetiva indicada líquida é dada pela diferença entre a pressão média efetiva indicada bruta e a pressão média efetiva de bombeamento (KIRKPATRICK, 2020).

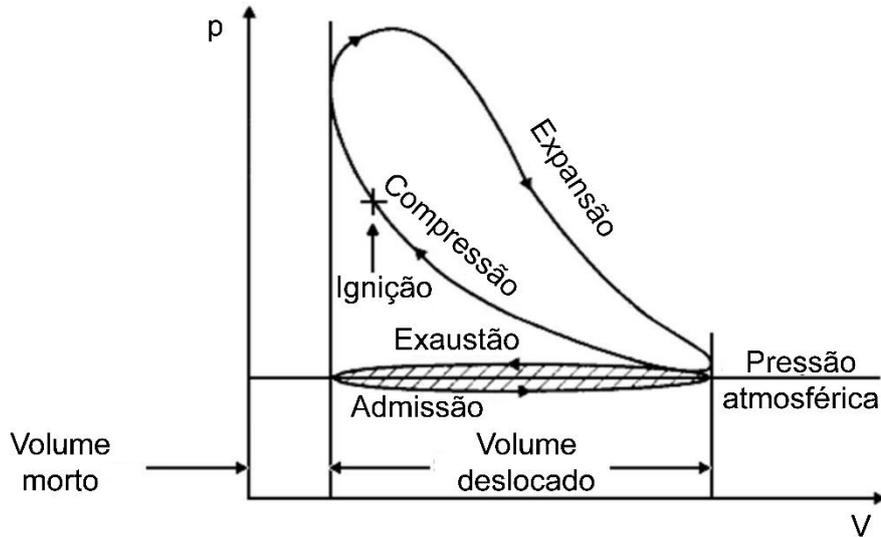


Figura 26: Diagrama p-V real de um motor Diesel quatro tempos

Fonte: Joel (1997) (Adaptado)

Deste modo, o IMEP pode ser calculada pela integração numérica do diagrama p-V para o ciclo completo, de acordo com a Equação 6.18, enquanto a pressão média efetiva de bombeamento (PMEP) é calculada somente para os tempos de admissão e exaustão pela Equação 6.19 (MIRMOHAMMADSADEGHI, 2018; DA COSTA, 2021).

$$IMEP = \frac{1}{V_d} \int_{\theta=-360}^{\theta=360} p_i dV \quad (6.18)$$

$$PMEP = \frac{1}{V_d} \left\{ \left(\int_{PMS}^{PMI} p_i dV \right)_{admissão} + \left(\int_{PMS}^{PMI} p_i dV \right)_{exaustão} \right\} \quad (6.19)$$

onde p_i é a pressão no interior do cilindro medida pelo transdutor piezoelétrico. Observa-se que as medições de pressão foram realizadas para cada $0,1^\circ$ do ângulo do virabrequim e que o intervalo de integração da Equação 6.18 corresponde a um ciclo completo do motor.

O IMEP também serve como parâmetro para avaliar a estabilidade da combustão. Neste sentido, muitos autores recomendam o cálculo da covariância do IMEP durante a operação do motor para analisar a qualidade da combustão e a variabilidade observada durante os ciclos, sendo um parâmetro bastante relevante para a operação em modo *dual-fuel* (SUN; ZHANG; LIU, 2013). Valores baixos para a covariância (em geral, menores que 5 %) indicam

estabilidade na combustão e boa operação do motor nas condições estudadas (AYANDOTUN *et al.*, 2021). A covariância do IMEP pode ser calculada pela Equação 6.20 (HEYWOOD, 2018).

$$COV_{IMEP}(\%) = \left[\sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{200} (IMEP - IMEP_{m\u00e9dio})^2}{n - 1}} / IMEP_{m\u00e9dio} \right] \cdot 100 \quad (6.20)$$

onde n é o número de ciclos analisados para cada condição de teste.

Além da covariância, é importante avaliar as taxas de aumento de pressão no cilindro (PRR – *pressure rise ratio*). Esse parâmetro é importante para avaliar o desempenho do motor, uma vez que o aumento anormal no gradiente de pressão no interior do cilindro pode estar associado à uma combustão anômala, a um maior nível de ruído ou à ocorrência de detonação (KARTHIC *et al.*, 2020). Neste sentido, o valor máximo do PRR ($PRR_{m\u00e1x}$) pode ser definido pela média da variação máxima na pressão dos n ciclos avaliados (Equação 6.21) (PEDROZO, 2017).

$$PRR_{m\u00e1x} = \sum_{n=1}^n \left(\frac{dp}{d\theta} \right)_{m\u00e1x} / n \quad (6.21)$$

6.2.3 An\u00e1lise da taxa de libera\u00e7\u00e3o de calor (HRR)

Os valores de press\u00e3o no interior do cilindro durante os tempos de compress\u00e3o e expans\u00e3o podem ser utilizados para a obten\u00e7\u00e3o de informa\u00e7\u00f5es quantitativas sobre o desenvolvimento da combust\u00e3o, a partir de uma abordagem baseada na primeira lei da termodin\u00e2mica. Essa abordagem relaciona a taxa de libera\u00e7\u00e3o de calor, tamb\u00e9m chamada de taxa de queima de combust\u00edvel durante a combust\u00e3o, com os dados de press\u00e3o obtidos pelo transdutor piezoel\u00e9trico para cada \u00e2ngulo do virabrequim (HEYWOOD, 2018). Neste sentido, essa metodologia permite relacionar diretamente a quantidade de calor que deve ser adicionada

ou removida do cilindro para se atingir uma determinada pressão no interior deste (MIRMOHAMMADSADEGHI, 2018). Para calcular a taxa de liberação de calor, um modelo termodinâmico de uma zona é utilizado, considerando o cilindro como um sistema aberto e utilizando os dados experimentais de pressão e volume instantâneo (STONE, 2012; HEYWOOD, 2018).

Na Figura 27 é apresentado um esquema do volume de controle da câmara de combustão do motor que será utilizada para a modelagem. Observa-se que, de acordo com Merker, Schwarz e Teichmann (2012), esta análise deve ser iniciada considerando a câmara de combustão como um sistema aberto, uma vez que, além do intercâmbio energético, há fluxos de massa através da fronteira do sistema pela injeção de combustível, além de haver a possibilidade de ocorrer vazamentos pelas frestas, como pode ser observado na Figura 27. Análises semelhantes, considerando sistemas abertos, também são realizadas por outros autores, como Salvà e Gallo (2013) e Heywood (2018).

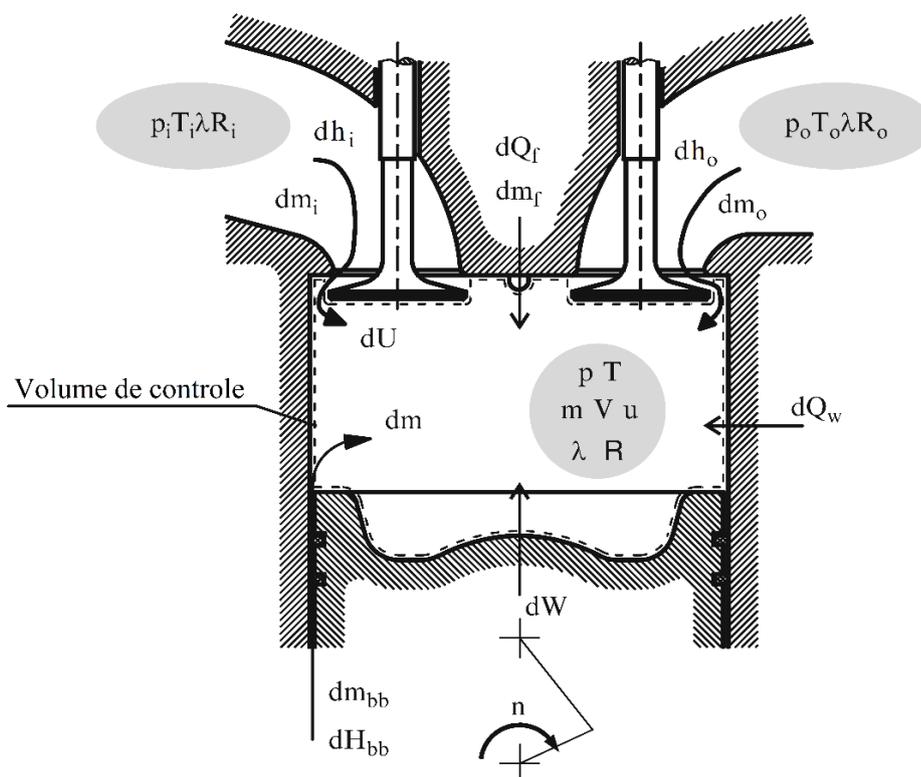


Figura 27: Diagrama do volume de controle da câmara de combustão do motor

Fonte: Merker, Schwarz e Teichmann (2012)

O primeiro passo para determinar a taxa de liberação de calor é aplicar a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle da câmara de combustão do motor, marcado pelas linhas tracejadas da Figura 27. Na Equação 6.22 é apresentada a primeira lei aplicada na forma diferencial para a câmara de combustão (SALVÀ; GALLO, 2013).

$$\delta Q - \delta W + \sum h_i \cdot dm_i = dU_s \quad (6.22)$$

onde h_i é a entalpia do fluxo “ i ” entrando ou saindo do volume de controle, dm_i é a taxa de fluxo de massa “ i ” cruzando a fronteira do volume de controle, δW representa o trabalho de fronteira realizado durante o ciclo (definido pela Equação 6.23), dU_s representa a variação da energia interna dos gases no interior do cilindro e δQ representa a variação de energia térmica durante o ciclo, considerando tanto a energia química liberada na combustão (δQ_{COMB}) quanto a taxa de transferência de calor que cruza a fronteira do sistema (δQ_{TC}) (Equação 6.24).

$$\delta W = p \cdot dV \quad (6.23)$$

$$\delta Q = \delta Q_{TC} + \delta Q_{COMB} \quad (6.24)$$

Substituindo as equações 6.23 e 6.24 na Equação 6.22 e considerando que o calor liberado pela combustão adiciona energia ao sistema (quantidade positiva), ao mesmo tempo em que há transferência de calor para fora do sistema (quantidade negativa), pode-se escrever a Equação 6.25.

$$\frac{dQ_{COMB}}{d\theta} - \frac{dQ_{TC}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \sum \dot{m}_i \cdot h_i = \frac{dU_s}{d\theta} \quad (6.25)$$

Deste modo, o termo δQ se torna a diferença entre a energia química liberada durante a combustão $\left(\frac{dQ_{COMB}}{d\theta}\right)$ e a energia térmica transferida para a vizinhança $\left(\frac{dQ_{TC}}{d\theta}\right)$, o que permite simplificar o modelo. A essa diferença energética dá-se o nome de taxa de liberação aparente de calor (AHRR – *apparent heat release rate*, em inglês) ou taxa de liberação líquida de calor

(SALVÀ; GALLO, 2013; HEYWOOD, 2018). Ademais, algumas considerações podem ser feitas para simplificar o modelo: considera-se uma temperatura uniforme em cada instante de tempo durante o processo de combustão (modelo de uma zona); a vazão mássica do combustível injetado no cilindro é negligenciada, já que ela é muito pequena; os fluxos nas regiões das folgas também são omitidos, de modo que $\sum \dot{m}_i \cdot h_i \cong 0$; e assume-se que os gases no interior do cilindro são gases ideais, de modo que a energia interna pode ser calculada pela Equação 6.26, onde c_v é o calor específico a volume constante. Finalmente, adotando as hipóteses supracitadas, a Equação 6.25 pode ser reescrita na forma da Equação 6.27, de modo a determinar a taxa de liberação aparente de calor (SALVÀ; GALLO, 2013; PEDROZO, 2017; HEYWOOD, 2018).

$$dU_s = m \cdot c_v \cdot dT \quad (6.26)$$

$$AHRR = \frac{dQ_{COMB}}{d\theta} - \frac{dQ_{TC}}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta} + m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{d\theta} \quad (6.27)$$

Da Equação 6.27, pode-se verificar que, na modelagem de uma zona, o AHRR equivale ao somatório da taxa de trabalho realizado pelo pistão e da taxa de variação de energia interna sensível do conteúdo do cilindro (DA COSTA, 2021).

Durante a operação do motor, o volume instantâneo pode ser calculado para cada ângulo do virabrequim, utilizando-se as equações apresentadas na Seção 6.2.1, enquanto a temperatura no interior da câmara de combustão é desconhecida. Deste modo, para eliminar o termo de temperatura da Equação 6.27, aplica-se a lei dos gases ideais ($pV = mRT$), expressa na forma diferencial pela Equação 6.28 (HEYWOOD, 2018).

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (6.28)$$

Deste modo, a Equação 6.27 pode ser expressa pela Equação 6.29.

$$AHRR = \frac{dQ_{liq}}{d\theta} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) \cdot p_i \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{c_v}{R} \cdot V_i \cdot \frac{dp}{d\theta} \quad (6.29)$$

Finalmente, utilizando a relação de Mayer, é possível obter a Equação 6.30 para a determinação do AHRR (HEYWOOD, 2018).

$$AHRR = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p_i \cdot \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V_i \cdot \frac{dp}{d\theta} \quad (6.30)$$

onde γ é o coeficiente de expansão adiabática (c_p/c_v); p_i é a pressão dentro do cilindro para cada ângulo do virabrequim; $d\theta$ é a resolução do encoder óptico ($0,1^\circ$); V_i é o volume instantâneo no interior do cilindro, calculado pela Equação 6.17. Observa-se que, durante os cálculos de AHRR, um valor constante de γ igual a 1,37 foi adotado para o curso de compressão, enquanto um valor constante de 1,30 foi adotado para o curso de expansão, seguindo as recomendações de Heywood (2018). Além disso, destaca-se que os cálculos foram feitos considerando-se os valores médios de 200 ciclos coletados para cada condição de teste.

Da mesma forma, a taxa de liberação de calor aparente acumulada (CAHRR) durante a combustão pode ser calculada integrando-se o AHRR. Se o intervalo de integração for desde o início da combustão (SOC) até o final da combustão (EOC), o calor total aparente liberado durante o processo de combustão pode ser determinado pela Equação 6.31.

$$CAHRR_{total} = \int_{SOC}^{EOC} AHRR \, d\theta \quad (6.31)$$

6.2.4 Cálculo da fração mássica de combustível queimada

A partir do CAHRR, pode-se determinar a fração mássica de combustível queimada (MFB – *mass fraction burned*) em um determinado intervalo de tempo (ângulo do virabrequim) pela Equação 6.32 (DA COSTA, 2021).

$$MFB = \frac{100}{CAHRR_{total}} \int_{SOC}^{\theta} AHRR d\theta \quad (6.32)$$

Com a Equação 6.32, é possível determinar o percentual de combustível injetado que foi efetivamente queimado desde o início da injeção. Neste sentido, alguns pontos principais de MFB costumam ser utilizados para determinar o início e o fim da combustão e analisar o seu comportamento. Alguns pesquisadores consideram que o início da combustão ocorre quando 1 % do combustível foi queimado (MFB1), enquanto outros consideraram valores mais altos, de até 10 % (MFB10) (MERKER; SCHWARZ; TEICHMANN, 2012; ROCHA, 2016). O MFB50 corresponde ao momento em que 50 % do combustível já foi queimado, despertando bastante interesse nas análises da combustão por ser um ponto que influencia diretamente nas emissões, no consumo de combustível, na pressão máxima no interior do cilindro e no torque (KLIMSTRA, 1985; OH *et al.*, 2016). Já o MFB90 é geralmente adotado como sendo o ponto em que a combustão termina, correspondendo ao momento em que 90 % do combustível injetado já foi queimado (ROCHA, 2016; DA COSTA, 2021).

6.2.5 Parâmetros da combustão

Na Figura 28 é apresentado um diagrama típico da combustão em motores. Como já discutido, a partir dos dados de pressão no interior do cilindro é possível calcular a taxa de liberação de calor (AHRR) durante o processo de combustão. Além disso, a partir da integração da taxa de liberação de calor com o ângulo do virabrequim é possível determinar a quantidade de energia liberada durante a combustão (CAHRR) e a quantidade de combustível queimado durante um determinado intervalo de tempo (MFB).

Além disso, alguns pontos importantes devem ser definidos para uma análise completa. O atraso da ignição (ID) é definido como sendo o intervalo de tempo entre o início da injeção (SOI) e o início da combustão (SOC). Neste sentido, o início da injeção será considerado como o momento em que o controle eletrônico do motor (ECU) envia um sinal elétrico para acionar a abertura da agulha de injeção. Esse sinal pode ser obtido a partir de um scanner de diagnóstico, que faz a leitura de diversas informações do funcionamento do motor diretamente da ECU e fornece os dados ao usuário. A vantagem de utilizar esse método se dá pela precisão nos dados,

6.3 Cálculo da temperatura média dos gases

A temperatura média dos gases no interior do cilindro, para cada posição do ângulo do virabrequim, pode ser calculada utilizando a lei dos gases ideais (Equação 6.33), de acordo com Heywood (2018).

$$T_{cil,i} = \frac{p_i \cdot V_i \cdot M_{exa}}{\dot{m}_{total/ciclo} \cdot \bar{R}_u} \quad (6.33)$$

onde p_i é a pressão instantânea no interior do cilindro em um determinado ângulo i do virabrequim, V_i é o volume instantâneo no interior do cilindro calculado para cada ângulo i do virabrequim e \bar{R}_u é a constante universal dos gases (8,31432 J/mol.K) (HEYWOOD, 2018). O termo M_{exa} representa a massa molar média dos gases queimados, que pode ser calculada pela Equação 6.34 (HEYWOOD, 2018).

$$M_{exa} = \frac{m_{TP}}{n_{TP}} \quad (6.34)$$

onde m_{TP} é a massa dos produtos da combustão por mol de O_2 na mistura, calculada utilizando-se a Equação 6.35; e n_{TP} é o número de mols do gás queimado, calculado pela Equação 6.36 (BRUNETTI, 2012).

$$m_{TP} = (32 + 28,16 \cdot 3,773) + \frac{\varepsilon}{\lambda} \cdot (12,011 + 1,008x + 15,999y + 14,007z) \quad (6.35)$$

$$n_{TP} = \frac{1}{\lambda} \cdot \left(1 - \varepsilon + y\varepsilon + \frac{z\varepsilon}{2}\right) + 4,773 \quad (6.36)$$

com ε dado pela relação apresentada na Equação 6.37.

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{x}{4} - \frac{y}{2}} \quad (6.37)$$

Finalmente, $m_{total/ciclo}$ é a massa total no interior do cilindro em cada ciclo, dado pelo somatório da massa de ar e da massa dos combustíveis. Além disso, há sempre uma fração de gases queimados presentes na mistura, proveniente dos gases residuais, de modo que esta fração mássica também deve ser considerada no ciclo (BRUNETTI, 2012). Neste sentido, $m_{total/ciclo}$ pode ser calculado pela Equação 6.38 (PEDROZO, 2017).

$$m_{total/ciclo} = m_{ar/ciclo} + m_{piloto/ciclo} + m_{pfi/ciclo} + m_{res/ciclo} \quad (6.38)$$

onde $m_{ar/ciclo}$ é a massa de ar admitida em cada ciclo, $m_{piloto/ciclo}$ é a massa de combustível piloto injetada em cada ciclo, $m_{pfi/ciclo}$ é a massa de combustível de injeção indireta (*port-fuel*) injetada em cada ciclo e $m_{res/ciclo}$ é a massa de gás residual, que pode ser estimada pela Equação 6.39 (PEDROZO, 2017).

$$m_{res/ciclo} = \frac{p_{FVE} \cdot V_{FVE} \cdot M_{exa}}{T_{exa} \cdot \bar{R}_u} \quad (6.39)$$

onde p_{FVE} é a pressão no interior do cilindro no momento em que ocorre o fechamento da válvula de exaustão, V_{FVE} é o volume instantâneo do cilindro no momento em que ocorre o fechamento da válvula de exaustão e T_{exa} é a temperatura média dos gases de exaustão.

6.4 Análise da emissão de poluentes

As concentrações dos poluentes presentes nos gases de exaustão foram medidas pelo analisador de gases PC-Multigás (características descritas na Seção 5.3.3). As medições foram realizadas em via seca e sem nenhum tipo de pós-tratamento, nas unidades de parte por milhão (ppm) e/ou concentração percentual (%). Utilizando as recomendações da norma NBR ISO

8178-1 e os dados de emissões aferidos, foi possível calcular as emissões específicas (g/kWh) de poluentes em cada cenário e condição de teste.

Deste modo, para se determinar as emissões específicas de NO_x ($BSNO_x$), CO ($BSCO$), HC não queimados ($BSHC$) e CO₂ ($BSCO_2$) foram utilizadas as equações 6.40, 6.41, 6.42 e 6.43 (ABNT, 2012a).

$$BSNO_x = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P_{eixo}} = \frac{u_{NO_x} \cdot [NO_x] \cdot \dot{m}_{exa} \cdot k_{w,r} \cdot k_H}{P_{eixo}} \quad (6.40)$$

$$BSHC = \frac{\dot{m}_{HC}}{P_{eixo}} = \frac{u_{HC} \cdot [HC] \cdot \dot{m}_{exa} \cdot k_{w,r}}{P_{eixo}} \quad (6.41)$$

$$BSCO = \frac{\dot{m}_{CO}}{P_{eixo}} = \frac{u_{CO} \cdot [CO] \cdot \dot{m}_{exa} \cdot k_{w,r}}{P_{eixo}} \quad (6.42)$$

$$BSCO_2 = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{P_{eixo}} = \frac{u_{NO_x} \cdot [CO_2] \cdot \dot{m}_{exa} \cdot k_{w,r}}{P_{eixo}} \quad (6.43)$$

onde \dot{m}_i é a vazão mássica de um determinado gás “i” em g/h, [gás] é a concentração do componente “i” nos gases de exaustão, em partes por milhão (ppm), u_i é a razão entre a densidade do componente “i” nos gases de exaustão e a densidade do gás de exaustão, P_{eixo} é a potência de eixo desenvolvida pelo motor e \dot{m}_{exa} é a vazão mássica total do fluxo de exaustão do motor, em kg/h, que pode ser calculado pela Equação 6.44.

$$\dot{m}_{exa} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{pfi} + \dot{m}_{piloto} \quad (6.44)$$

onde \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar.

O termo $k_{w,r}$, presente nas equações 6.40, 6.41, 6.42 e 6.43, é um fator de correção utilizado para converter as emissões medidas em via seca para a via úmida (ABNT, 2012a). A equação do $k_{w,r}$ é apresentada na norma NBR ISO 8178-1 para a operação do motor Diesel em modo convencional, de tal maneira que uma adaptação desta equação, proposta por Pedrozo (2017), para um motor Diesel operando em modo *dual-fuel* será utilizada (Equação 6.45).

$$k_{w,r} = 1,008 \cdot \left[1 - \frac{1,2442 \cdot H_a + 111,19 \cdot H_{\%} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{piloto} + \dot{m}_{pfi}}{\dot{m}_{ar\ seco}} \right)}{773,4 + 1,2442 \cdot H_a + k_{f,w} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{piloto} + \dot{m}_{pfi}}{\dot{m}_{ar\ seco}} \right) \cdot 10^3} \right] \quad (6.45)$$

onde $k_{f,w}$ é um fator específico dependente da composição do combustível, calculado pela Equação 6.46 (ABNT, 2012a) e o termo $\dot{m}_{ar\ seco}$ corresponde à massa de ar admitida em base seca, obtida subtraindo-se a parcela correspondente à umidade da massa de ar medida (DA COSTA, 2021), e que pode ser calculada pela Equação 6.47.

$$k_{f,w} = 0,055594 \cdot H_{\%} + 0,0080021 \cdot O_{\%} + 0,0070046 \cdot N_{\%} \quad (6.46)$$

$$\dot{m}_{ar\ seco} = \frac{\dot{m}_{ar}}{1 + H_a \cdot 10^{-3}} \quad (6.47)$$

O termo H_a nas equações 6.45 e 6.47 representa a umidade presente no ar de admissão, calculado em gramas de água por quilograma de ar seco, e que pode ser determinado pela Equação 6.48 (PEDROZO, 2017).

$$H_a = \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{ar\ seco}} \right) \cdot \left(\frac{p_{vapor}}{p_{atm} - p_{vapor}} \right) \cdot 10^3 \quad (6.48)$$

onde M_{H_2O} é a massa molar da água (18,01534 g/mol), $M_{ar\ seco}$ é a massa molar do ar seco (28,965 g/mol), de acordo com a norma NBR ISO 8178-1 (ABNT, 2012a). O termo p_{atm} é a pressão atmosfera local, enquanto p_{vapor} é a pressão parcial do vapor de água no ar, calculada a partir da umidade relativa do ar ambiente (UR), de acordo com a Equação 6.49.

$$p_{vapor} = p_{sat} \cdot UR \quad (6.49)$$

onde p_{sat} é a pressão de saturação do vapor de água (na unidade Pa), calculada em função da temperatura ambiente (T_{amb} , na unidade °C) pela Equação 6.50 (ABNT, 2012a).

$$\begin{aligned}
p_{sat} = & [4,856884 + 0,2660089 \cdot T_{amb} + 0,01688919 \cdot (T_{amb})^2 - 7,477123 \\
& \cdot 10^{-5} \cdot (T_{amb})^3 + 8,10525 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{amb})^4 - 3,115221 \cdot 10^{-8} \\
& \cdot (T_{amb})^5] \cdot \left(\frac{1013,2}{7,6}\right)
\end{aligned} \quad (6.50)$$

Para o caso particular das emissões de NO_x, além da correção para a passagem de via seca para via úmida, como apresentado na Equação 6.45, deve-se corrigir as emissões deste poluente em relação à umidade e à temperatura ambiente. Para motores de ignição por compressão, a Equação 6.51 deve ser utilizada (ABNT, 2012a).

$$k_H = \frac{1}{1 - 0,0182 \cdot (H_a - 10,71) + 0,0045 \cdot (T_{amb} - 25)} \quad (6.51)$$

Finalmente, o termo u_{gas} nas equações 6.41, 6.42, 6.43 e 6.44 pode ser calculado pela Equação 6.52 (ABNT, 2012a).

$$u_{gas_i} = \frac{\rho_{gas_i}}{\rho_{exa} \cdot 1000} \quad (6.52)$$

onde ρ_{gas_i} é a massa específica de um componente específico “i” do gás de exaustão, calculada pela Equação 6.53 e ρ_{exa} é a massa específica do gás de escape, determinada pela Equação 6.54 (ABNT, 2012a; PEDROZO, 2017).

$$\rho_{gas_i} = \frac{M_{gas_i}}{22,414} \quad (6.53)$$

$$\rho_e = \frac{10^3 + H_a + 10^3 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{piloto} + \dot{m}_{pfi}}{\dot{m}_{ar\ seco}}\right)}{773,4 + 1,2434 \cdot H_a + 10^3 \cdot k_{f,w} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{piloto} + \dot{m}_{pfi}}{\dot{m}_{ar\ seco}}\right)} \quad (6.54)$$

onde M_{gas} é a molar de um componente específico do gás de exaustão.

Para o cálculo das emissões específicas de material particulado (*BSPM*) utilizou-se uma metodologia em que a concentração mássica de material particulado nos gases de exaustão (mg/m^3) é estimada a partir da opacidade dos gases, medida por um opacímetro. O princípio de funcionamento do opacímetro se baseia na redução da intensidade da luz transmitida através dos gases de escape.

Diferentes metodologias em que as emissões de material particulado são estimadas a partir dos níveis de fumaça emitida pelo motor podem ser encontradas em diversas publicações diferentes (GREEN; WALLACE, 1980; GREEVES; TULLIS; BARKER, 2003; LAPUERTA; MARTOS; CÁRDENAS, 2005; LAPPI; RISTIMÄKI, 2019). Deste modo, neste trabalho, o opacímetro foi utilizado para medir o coeficiente de absorção de luz (k), definido pela lei de Beer-Lambert e medido na unidade de m^{-1} . Na sequência, o resultado medido foi correlacionado para a base de medição FSN (do inglês, *Filter Smoke Number*), utilizando a correlação proposta por Lakshminarayanan e Aswin (2016), apresentada na Equação 6.55. O FSN consiste em um índice utilizado para medir a quantidade de fuligem presente nos gases de exaustão.

$$1 - e^{-kL} = (0,12 \cdot FSN^3 + 0,62 \cdot FSN^2 + 3,96 \cdot FSN) \cdot 10^{-2} \quad (6.55)$$

onde o FSN é calculado em mg/m^3 e L é a distância (cm) entre a fonte de luz e o detector de luz do opacímetro. Observa-se que k deve ser utilizado com unidade de cm^{-1} na Equação 6.55.

Deste modo, a partir do índice FSN, é possível determinar a concentração volumétrica de material particulado nos gases de exaustão (mg/m^3), composto majoritariamente por fuligem, pela Equação 6.56 (LAPPI; RISTIMÄKI, 2019).

$$[MP]_{fuligem} = \frac{6,01 \cdot FSN \cdot e^{-0,45 \cdot FSN}}{0,291} \quad (6.56)$$

Ne sequência, as emissões específicas de material particulado, medidas a partir da opacidade dos gases, podem ser determinadas pela Equação 6.57 (LAKSHMINARAYANAN; ASWIN, 2016). Além disso, nesta equação foi considerado um fator de correção das emissões de material particulado, de acordo com ABNT (2012a).

$$MP_{fuligem} (g/h) = \frac{[MP]_{fuligem} \cdot \dot{m}_{exa} \cdot k_p}{\rho_{exa}} \quad (6.57)$$

onde k_p é um fator de correção da concentração de material particulado quanto à umidade do ar ambiente, calculado pela Equação 6.58 (ABNT, 2012a).

$$k_p = \frac{1}{1 + 0,0133 \cdot (H_a - 10,71)} \quad (6.58)$$

Além das emissões de MP associadas à fuligem, Lakshminarayanan e Aswin (2016) ressaltam que é necessário considerar fatores adicionais para obter um cálculo mais preciso das emissões deste poluente a partir da medição da opacidade. Neste sentido, os autores afirmam que é necessário considerar tanto a parcela das emissões de MP resultantes da presença de enxofre no combustível, quanto a parcela associada às emissões de hidrocarbonetos não queimados. As relações propostas pelos autores são apresentadas nas equações 6.59 e 6.60 (LAKSHMINARAYANAN; ASWIN, 2016).

$$MP_{sulfato} (g/h) = 0,1 \cdot [S]_{comb} \cdot (\dot{m}_{piloto} + \dot{m}_{pfi}) \quad (6.59)$$

$$MP_{HC} (g/h) = 0,1 \cdot (u_{HC} \cdot [HC] \cdot \dot{m}_{exa} \cdot k_{w,r}) \quad (6.60)$$

onde $[S]_{comb}$ é a concentração de enxofre no combustível.

Deste modo, as emissões totais de material particulado podem ser calculadas realizando o somatório das emissões calculadas pelas equações 6.57, 6.59 e 6.60 (LAKSHMINARAYANAN; ASWIN, 2016). Finalmente, as emissões específicas de material particulado podem ser determinadas pela Equação 6.61.

$$BSMP = \frac{MP_{fuligem} + MP_{sulfato} + MP_{HC}}{P_{eixo}} \quad (6.61)$$

6.5 Cálculo dos parâmetros de desempenho

A potência de eixo (P_{eixo}) produzida pelo motor na bancada pode ser calculada pela Equação 6.62.

$$P_{eixo} (kW) = \frac{\tau \cdot N}{1000} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (6.62)$$

onde τ é o torque do dinamômetro (N.m) e N é a rotação do motor (rpm).

Observa-se que a pressão, a temperatura e a umidade do ar ambiente afetam na potência produzida pelo motor. Deste modo, Martins (2013) apresenta o fator de correção (c_F) para a potência do motor (Equação 6.63), de modo que a potência corrigida pode ser calculada pela Equação 6.64.

$$c_F = \frac{98,2}{p_{atm} - p_{vapor}} \cdot \sqrt{\frac{T_{amb} + 273,15}{302,55}} \quad (6.63)$$

$$P_{eixo_c} (kW) = P_{eixo} \cdot c_F \quad (6.64)$$

Já a eficiência do motor, também chamada de eficiência de conversão de combustível, pode ser calculada pela Equação 6.65 (HEYWOOD, 2018).

$$\eta_f = \frac{P_{eixo_c}}{\dot{m}_{pfi} \cdot PCI_{pfi} + \dot{m}_{piloto} \cdot PCI_{piloto}} \quad (6.65)$$

Uma forma alternativa de analisar o desempenho de motores de combustão interna é pelo cálculo do consumo específico de combustível (BSFC – *brake specific fuel consumption*), que quantifica o consumo de combustível em relação à potência de eixo produzida. O BSFC pode ser calculado pela Equação 6.66.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{piloto}}{P_{eixoc}} \quad (6.66)$$

Na operação em modo dual-fuel, devido às significativas diferenças nas massas dos combustíveis, é mais interessante realizar uma análise em termos energéticos em vez de massa. Nesse sentido, é mais interessante determinar o consumo energético específico (BSEC – *brake specific energy consumption*), calculado pela Equação 6.67.

$$BSEC = \frac{\dot{m}_{pfi} \cdot PCI_{pfi} + \dot{m}_{piloto} \cdot PCI_{piloto}}{P_{eixoc}} \quad (6.67)$$

Por fim, o cálculo da eficiência de combustão é baseado nos poluente que não foram totalmente oxidados durante o processo da combustão (PEDROZO, 2017). A eficiência de combustão pode ser calculada pela Equação 6.68.

$$\eta_{comb} = \left\{ 1 - \frac{P_{eixoc}}{10^3} \left[\frac{BSCO \cdot PCI_{CO} + BSHC \cdot PCI_{HC} + BSMP \cdot PCI_{MP}}{\dot{m}_{pfi} \cdot PCI_{pfi} + \dot{m}_{piloto} \cdot PCI_{piloto}} \right] \right\} \quad (6.68)$$

onde PCI_{CO} é o poder calorífico inferior do monóxido de carbono, equivalente a 10,1 MJ/kg; PCI_{MP} é o poder calorífico inferior que representa as emissões de material particulado, sendo aqui considerado o mesmo do carbono sólido (32,8 MJ/kg) (HEYWOOD, 2018); e PCI_{HC} é o poder calorífico inferior que representa as emissões de hidrocarbonetos, aqui considerado como sendo o poder calorífico inferior de uma mistura hipotética entre o combustível piloto e o combustível injetado no coletor de admissão (Equação 6.69) (PEDROZO, 2017).

$$PCI_{HC} = \frac{\dot{m}_{pfi} \cdot PCI_{pfi} + \dot{m}_{piloto} \cdot PCI_{piloto}}{\dot{m}_{pfi} + \dot{m}_{piloto}} \quad (6.69)$$

6.6 Incertezas de medição

Para a determinação das incertezas de medição, foi utilizada a metodologia descrita no *Guia para a Expressão de Incerteza de Medição*, publicado pelo Inmetro (INMETRO, 2012). Neste sentido, a análise das incertezas foi dividida em duas partes: a primeira, considerando a repetitividade das leituras (tipo A); e a segunda, considerando as incertezas associadas a cada equipamento (tipo B).

Para a determinação das incertezas do tipo A (I_A), foi utilizada a Equação 6.70.

$$I_A = \frac{s(q_k)}{\sqrt{n}} \quad (6.70)$$

onde $s(q_k)$ é o desvio padrão dos registros, e n é o número de registros coletados de uma determinada variável.

No caso das variáveis obtidas diretamente pelo sistema de controle e medição da bancada, as incertezas do tipo B foram calculadas multiplicando-se a incerteza relativa reportada pelo fabricante do instrumento (apresentada na Tabela 7 da seção 5.3.5) pela média das leituras obtidas em cada ponto de teste. Já para as variáveis de interesse que são função de uma ou mais variáveis medidas, as incertezas do tipo B (I_B) foram determinadas através da propagação das incertezas, conforme a Equação 6.71.

$$I_B = \sqrt{\left(\frac{\partial U_m}{\partial x_1} \cdot \partial x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial U_m}{\partial x_2} \cdot \partial x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial U_m}{\partial x_n} \cdot \partial x_n\right)^2} \quad (6.71)$$

onde ∂U_m é a incerteza do tipo B da variável dependente e ∂x_n é a incerteza do tipo B da variável independente.

Uma vez determinadas as incertezas do tipo A e B, pode-se calcular a incerteza expandida (I_E) de acordo com a Equação 6.72. Nesta equação, foi adotado um fator de abrangência igual a 2, de modo a garantir um nível de confiança de 95 % nos resultados.

$$I_E = 2 \cdot \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (6.72)$$

6.7 Metodologia dos ensaios experimentais

O motor utilizado nos testes faz parte de uma família de motores da linha NEF 67, da fabricante FPT Industrial. Desta forma, além do motor utilizado neste trabalho, outras configurações com diferentes torques e potências estão disponíveis comercialmente, a depender da necessidade do cliente. Todos os motores desta família possuem características dimensionais semelhantes, sendo que as principais diferenças verificadas entre eles são consequências das distintas calibrações da central eletrônica de cada motor. O motor mais potente da família NEF 67, chamado de motor mestre, possui uma potência nominal de 175 kW e um torque nominal de 984 Nm, sendo mais potente que o motor utilizado neste trabalho.

Neste sentido, o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), por meio da Resolução N° 433 de 13 de julho de 2011, estabelece os limites máximos de emissões de poluentes para máquina agrícolas e rodoviárias, seguindo as diretrizes estabelecidas pela legislação MAR-1 do PROCONVE. Para verificar se os motores agrícolas da família NEF 67 se adequam aos limites de emissões estabelecidos nesta fase do PROCONVE, testes experimentais são realizados apenas no motor mestre, em condições determinadas pela norma NBR ISO 8178-4. Esses testes são realizados em pontos específicos de operação, definidos por um ciclo de testes que recebe o nome de NRSC (*Non-Road Steady Cycle*), possibilitando a caracterização das emissões do motor mestre nas condições determinadas.

O procedimento de testes NRSC consiste de uma série de sete rotações e torques que caracterizam o funcionamento típico de um motor de trator. Estes testes são realizados em duas rotações diferentes: em velocidade nominal, que corresponde à maior rotação atingida pelo motor em carga máxima; e em velocidade intermediária, que corresponde àquela em que o torque máximo é atingido (este ponto deve estar compreendido em uma faixa de velocidades entre 60 % a 75 % da nominal; caso não esteja, o valor de 60 % é adotado). Um oitavo ponto, em marcha lenta e sem nenhuma carga, completa o ciclo NRSC. Os pontos de testes deste ciclo são apresentados na Tabela 8.

Já na Figura 29 são apresentadas as curvas de potência do motor mestre e do motor disponível no laboratório, além de identificar os oito pontos do ciclo NRSC, de acordo com a Tabela 8. Desta figura, pode-se observar que os pontos 1 e 5 do ciclo NRSC se encontram em uma condição fora da faixa de operação do motor ensaiado no Laboratório de Ensaio em Motores de Combustão Interna com Novos Biocombustíveis da UNIFEI, não sendo possível a realização de testes nestes pontos. Observa-se que, durante a homologação, os testes são realizados apenas no motor mestre e validam a operação de todos os motores da família.

Tabela 8: Condições de testes do ciclo NRSC

Ponto	Rotação	Carga (%)
1	2200	100%
2	2200	75%
3	2200	50%
4	2200	10%
5	1600	100%
6	1600	75%
7	1600	50%
8	Marcha lenta	0%

Fonte: ABNT (2012b)

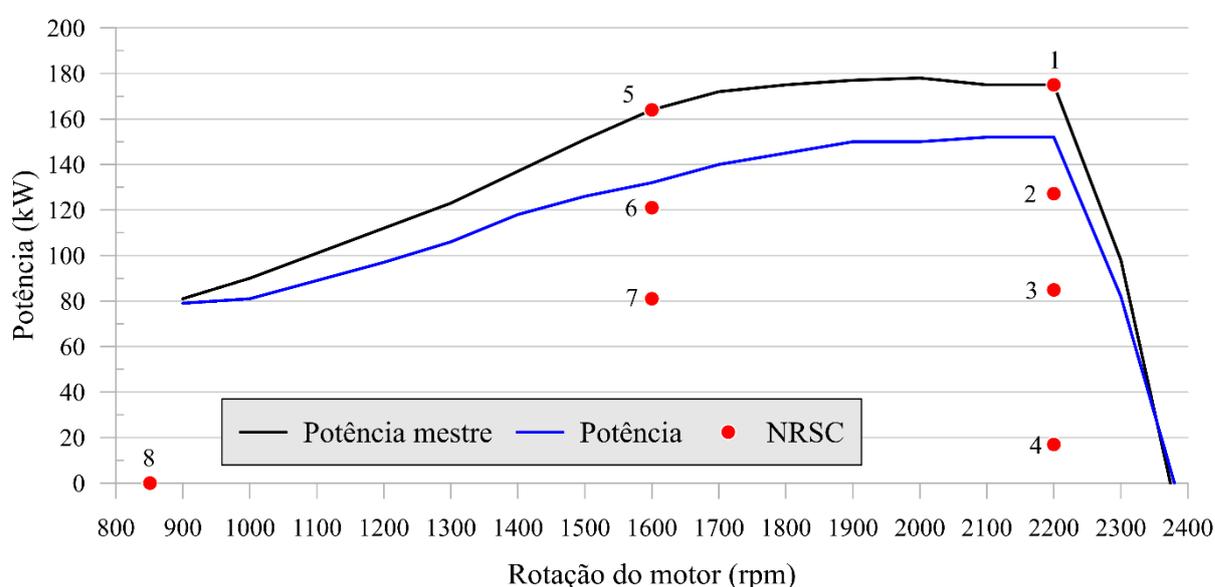


Figura 29: Curva característica dos motores da família NEF 67

Fonte: FPT Industrial (2019)

Neste sentido, os testes serão divididos em 3 etapas (Figura 30). A primeira consistirá na realização de testes com diesel S10, visando comparar a curva do motor na nova bancada com os resultados fornecidos pelo fabricante. Serão realizados testes para traçar a curva de potência e torque do motor, com a rotação variando entre 1000 a 2300 rpm, com progressões de 100 em 100 rpm. Neste sentido, para o controle do dinamômetro, utilizou-se o modo $R \times \alpha$, em que a rotação (R) é controlada pelo dinamômetro e a aceleração (α) é controlada no motor. Os pontos 2, 3, 4, 6 e 7 do ciclo NRSC também serão avaliados. Na sequência, testes com HVO puro serão realizados nos mesmos pontos em que foram realizados os testes com diesel S10. Observa-se que, além da curva de potência, a análise experimental nesta etapa permitirá a comparação dos resultados de emissões e combustão entre o diesel S10 e o HVO puro. Neste sentido, na primeira etapa, em modo *single-fuel* com diesel e HVO, serão realizados ensaios em 14 rotações diferentes, todas em máximo torque, além das operações nos pontos 2, 3, 4, 6 e 7 do ciclo NRSC.

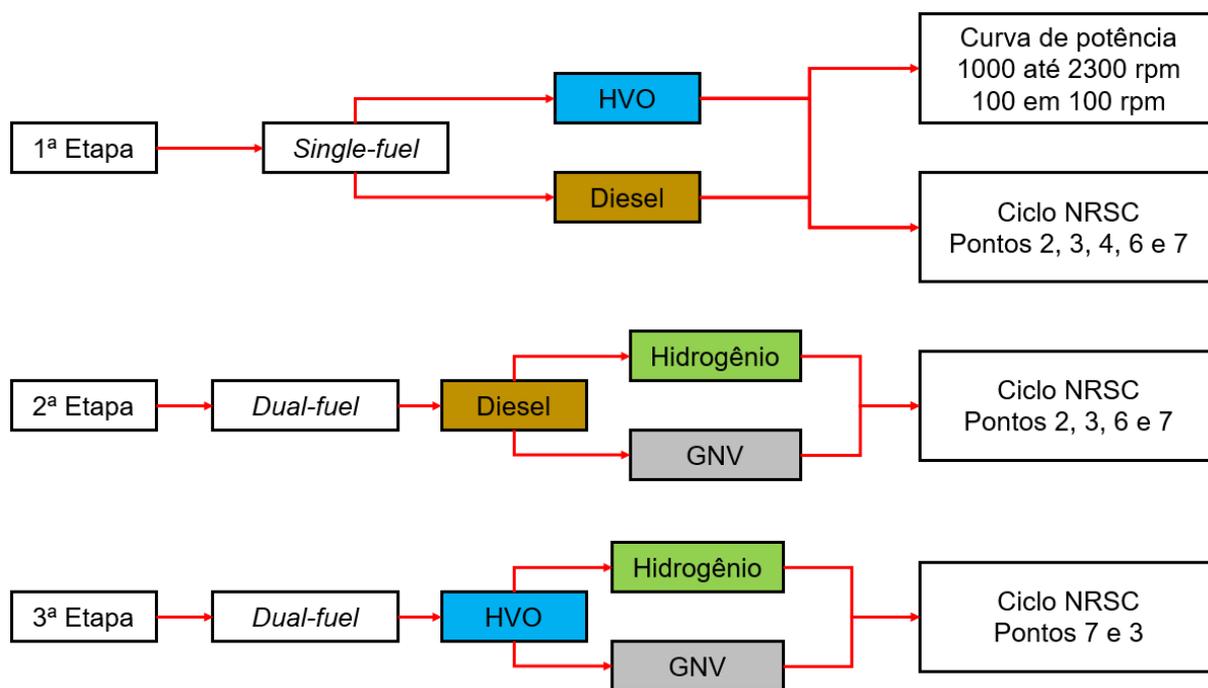


Figura 30: Esquema da metodologia de testes

Fonte: autor

A segunda etapa consistirá na realização de estudos em modo *dual-fuel*, com diesel S10 como combustível piloto, nos pontos do ciclo NRSC. Os testes serão realizados nos pontos do

ciclo que apresentarem melhores características de operação no modo *single-fuel*, no que diz respeito à facilidade de controle das condições de operação, uma vez que a injeção de combustível no coletor de admissão pode dificultar a estabilização do torque e da potência nas condições do ciclo NRSC, já que o motor não foi projetado para operar em modo *dual-fuel*.

Nesta etapa, os testes serão realizados somente para o diesel S10 como combustível piloto, enquanto gás natural e hidrogênio serão injetados no coletor de admissão, em diferentes vazões mássicas e, conseqüentemente, diferentes substituições energéticas. Neste sentido, serão realizados testes nos pontos 2, 3, 6 e 7 do ciclo NRSC, uma vez que a operação em modo *single-fuel* no ponto 4 foi bastante desafiadora pelo fato de o motor ter apresentado elevada variabilidade cíclica e uma alta COV_{IMEP} , devido à condição de baixíssimo torque e elevada rotação.

Por fim, a terceira etapa consistirá na operação em modo *dual-fuel* de hidrogênio e GNV com HVO como combustível piloto. Nesta etapa, apenas os dois pontos que apresentaram maior capacidade de substituição energética serão estudados. A escolha de apenas dois pontos se dá pelo fato de a operação com maior substituição energética ser capaz de fornecer dados e resultados mais interessantes no que diz respeito às análises de emissões e desempenho, além de possibilitar um melhor aproveitamento do HVO, uma vez que este combustível não está disponível comercialmente no Brasil. Neste sentido, apenas os pontos 3 e 7 do ciclo NRSC foram testados com o HVO em modo *dual-fuel*, já que foram os dois pontos em que o motor foi capaz de operar com maior injeção de combustível gasoso.

Para a realização dos ensaios experimentais, o motor funcionou em modo *single-fuel* por um período de tempo suficientemente longo, de modo a permitir o aquecimento do motor. Os testes experimentais só tiveram início após o aquecimento. Neste sentido, o motor foi aquecido até se atingir uma temperatura do óleo de 88 ± 5 °C em regime permanente. Além disso, a temperatura na saída do intercooler foi mantida na faixa de 35 ± 5 °C, para garantir que o ar não seja admitido em temperaturas elevadas. Por fim, o estrangulamento na exaustão foi mantido constante em todos os ensaios, de modo a padronizar as condições dos testes. Uma tolerância máxima de ± 10 rpm foi adotada para a rotação, enquanto que para o torque a tolerância foi de ± 10 Nm. Durante a etapa de aquisição de dados, o motor funcionou na condição desejada por cinco minutos, de modo a atingir uma estabilidade na operação (baixa variabilidade cíclica). Neste sentido, foi definido um valor limite de 3 % para a COV_{IMEP} em todos os cenários estudados. Somente após atingir tais condições, foi feita a aquisição dos

dados. A aquisição de dados foi feita durante 30 segundos, com uma frequência de 1 Hz, com exceção da pressão no interior do cilindro, que foi adquirida durante 200 ciclos completos de operação.

Os testes em modo *dual-fuel* seguiram as mesmas condições do *single-fuel*. Primeiramente o motor foi o aquecido em modo *single-fuel*. Na sequência, os injetores de gases foram acionados, de modo a se realizar os testes em modo *dual-fuel*, com o controle da injeção de GNV/H₂. A injeção destes dois combustíveis foi controlada pelo tempo de abertura do injetor, de modo que, variando-se o tempo de abertura, diferentes cenários de substituições energéticas foram atingidos. Os testes foram realizados para alguns tempos de abertura definidos e as vazões resultantes foram medidas pelo sensor de vazão de gás Aalborg DPC.

Observa-se que as características dos injetores utilizados foram o fator determinante para limitar a vazão de combustível gasoso nos testes. Deste modo, como será discutido na seção seguinte, não houve limitação por conta de detonação, *misfire*, baixa eficiência volumétrica ou COV_{IMEP} elevado, ou qualquer outro motivo.

7 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, serão apresentados os resultados e discussões dos ensaios experimentais. Seguindo a metodologia descrita na Seção 6.7 e ilustrada na Figura 30, a apresentação dos resultados será dividida em três etapas. Para cada etapa, os resultados e as discussões serão organizados em quatro subtópicos: análise dos parâmetros de pressão, análise dos parâmetros de combustão, emissão de poluentes, e análise de eficiência e desempenho. Além disso, todas as curvas de pressão, temperatura, e taxa de liberação aparente de calor para todos os cenários estudados estão disponíveis no Apêndice B.

É importante esclarecer, antes da apresentação dos resultados, que não houve qualquer alteração na calibração a diesel do motor. Ou seja, tanto nos cenários de operação com HVO em modo *single-fuel* quanto em todos os cenários de operação *dual-fuel*, o motor operou com as condições de fábrica da calibração da central eletrônica.

7.1 Resultados da 1ª etapa de testes

Esta seção discutirá os resultados obtidos durante a primeira etapa de testes experimentais, que compreendem a operação do motor com diesel e HVO em modo convencional, isto é, sem nenhuma injeção de combustível gasoso no coletor de admissão.

Nesta etapa, os testes experimentais foram realizados para os pontos que correspondem à curva característica do motor. Neste sentido, o motor foi ensaiado na condição de máximo torque em diferentes rotações, entre 1000 e 2300 rpm, sendo ajustada a cada 100 rpm. Ademais, foram realizados ensaios experimentais com diesel e HVO em cinco pontos do ciclo NRSC, nomeadamente: ponto 2 (2200 rpm x 558 Nm), ponto 3 (2200 rpm x 368 Nm), ponto 4 (2200 x 72 Nm), ponto 6 (1600 rpm x 722 Nm) e ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm).

A Figura 31 apresenta as curvas de pressão, temperatura, taxa de liberação aparente de calor e taxa de liberação de calor aparente acumulada obtidas durante a operação do motor nas rotações de 1600 rpm (a) e 2200 rpm (b), ambos com máxima carga. Essas curvas foram obtidas durante a operação em modo *single-fuel*, utilizando diesel e HVO. Todos os demais resultados

para os outros pontos em modo *single-fuel* podem ser consultados no Apêndice B. Estes resultados serviram como base para as análises apresentadas nas seções 7.1.1 e 7.1.2.

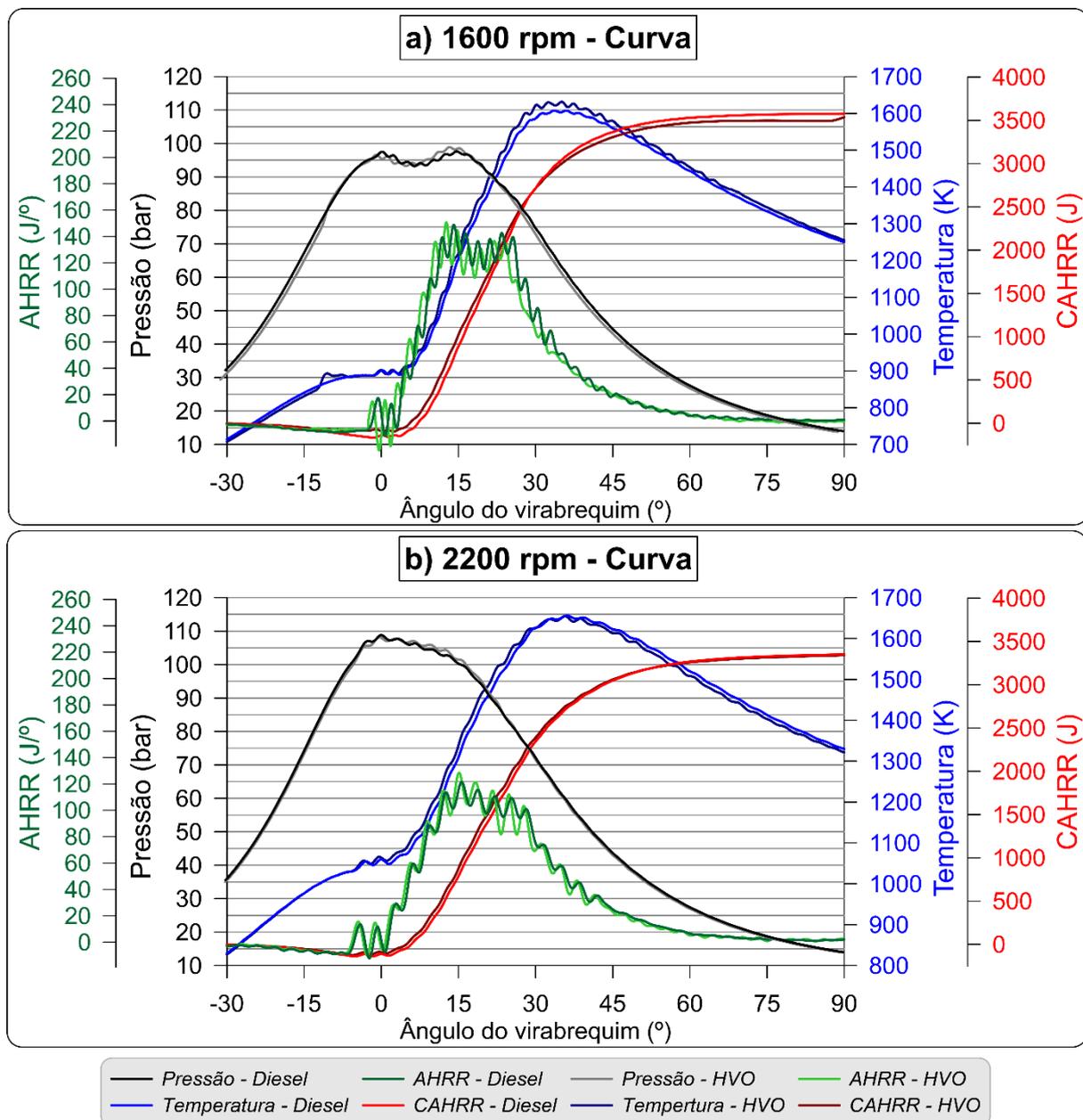


Figura 31: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel e HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima – (a) 1600 rpm; (b) 2300 rpm

Fonte: autor

7.1.1 Análise comparativa dos parâmetros de pressão

Na Figura 32 é apresentada uma comparação da pressão máxima atingida no interior do cilindro durante as operações com diesel e com HVO. Na Figura 32 (a), são exibidos os resultados de pressão no interior do cilindro com o motor operando em carga máxima para diferentes rotações, enquanto na Figura 32 (b) são mostrados os mesmos resultados durante a operação nos cinco pontos do ciclo NRSC.

Observa-se que a pressão no interior do cilindro não apresentou grandes diferenças entre os dois diferentes combustíveis, com uma diferença média inferior a 1 %, sendo que o HVO apresentou o valor ligeiramente superior.

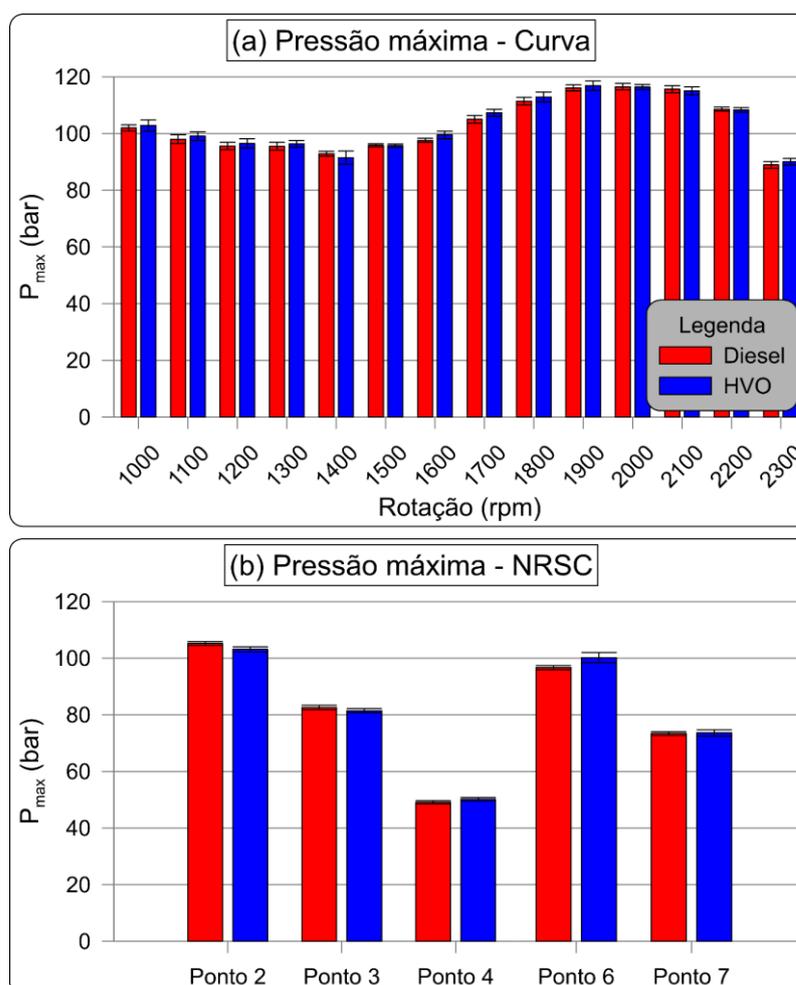


Figura 32: Pressão máxima no interior do cilindro – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

De maneira geral, devido ao maior número de cetano do HVO, a fase de combustão pré-misturada tende a resultar em uma menor quantidade de energia liberada, o que deveria reduzir o pico de pressão no interior do cilindro (KIRKPATRICK, 2020). No entanto, como o motor não sofreu nenhuma alteração nos parâmetros de injeção, esse pico de pressão ligeiramente superior reflete o início da combustão em um ponto mais próximo do PMS, como será discutido adiante, durante a análise do atraso de ignição. Possivelmente o valor seria diferente se o ângulo de início da injeção de HVO fosse alterado para um ponto em que o início da combustão se equivalesse ao início da combustão do diesel.

Apesar dessa diferença, os resultados indicam que os valores de pressão são praticamente iguais quando se considera a incerteza de medição. Essa leve variação demonstra que o HVO pode substituir o diesel nos motores ignição por compressão sem necessidade de alterações nas características construtivas ou nos parâmetros de operação, já que não houve mudanças nos parâmetros de injeção de combustível durante o experimento. Além disso, os resultados de pressão indicam que o motor opera de forma suave com o combustível alternativo, sem risco de danificar o cilindro ou causar um desgaste acentuado.

Na Figura 33 é apresentada a taxa de aumento de pressão no interior de cilindro (PRR_{max}) em função do ângulo do virabrequim. Os resultados não indicaram uma diferença significativa entre os combustíveis, com uma diferença média inferior a 0,1%, dentro da margem de incerteza do sensor.

A PRR_{max} é um parâmetro útil para verificar a ocorrência de combustão anormal, o que poderia resultar em um aumento súbito de pressão em um curto espaço de tempo (medido em relação ao ângulo do virabrequim). Assim como destacado para a P_{max} na Figura 32, o fato de a PRR_{max} para o HVO apresentar um valor tão próximo ao do diesel indica que este biocombustível pode operar de maneira satisfatória no motor ensaiado, sem necessidade alterações.

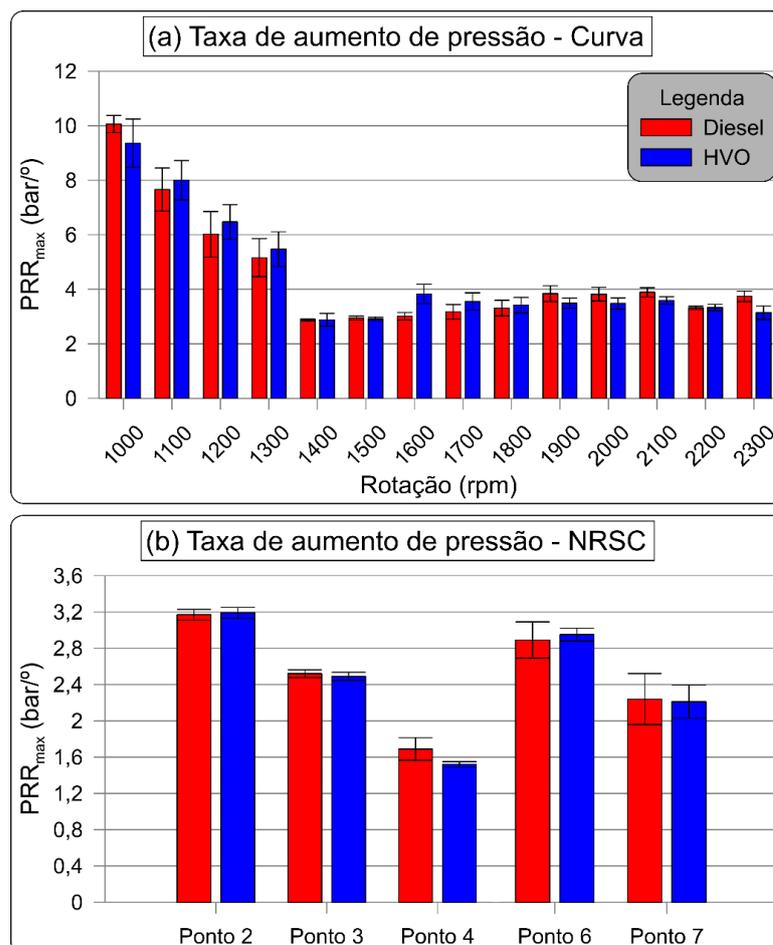


Figura 33: Taxa de aumento de pressão máxima no interior do cilindro – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Na Figura 34 é apresentado o IMEP para todos os cenários estudados. Os resultados mostram uma diferença média inferior a 1 % entre os IMEP calculados para os dois combustíveis, de forma similar ao observado nos demais resultados de pressão. Além disso, a mesma figura apresenta os resultados da covariância do IMEP para os pontos analisados. Pode-se observar que não há grandes diferenças na COV_{IMEP} para os dois combustíveis, e que todos os valores se mantiverem em níveis baixos.

Os resultados obtidos para o IMEP são muito semelhantes para os dois combustíveis. No entanto, vale ressaltar que há uma pequena superioridade nos valores para o HVO, fora da margem de incerteza, indicando que este combustível renovável pode produzir uma potência ligeiramente superior em todos os cenários avaliados, o que resultará em uma maior eficiência, como será discutido adiante. Como os pontos de testes possuem condições fixas de torque e

rotação, pode-se inferir que as diferenças encontradas nos valores de IMEP são consequência das melhores propriedades do HVO, que garantem um menor atraso de ignição, melhor vaporização, maior reatividade e uma melhor formação da mistura ar-combustível, proporcionando uma combustão mais eficiente (DA COSTA, 2021).

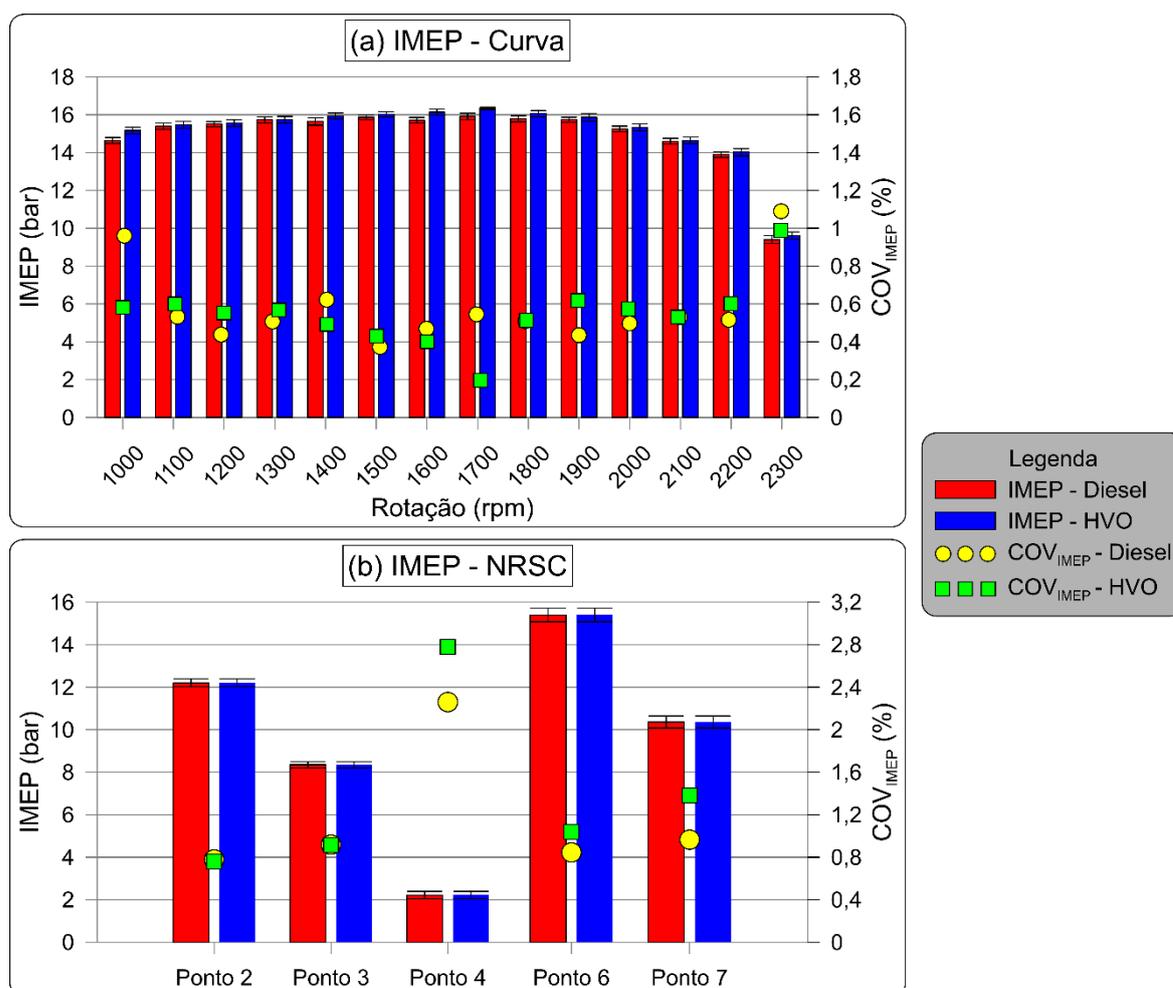


Figura 34: IMEP e COV_{IMEP} – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

7.1.2 Análise dos parâmetros da combustão

Neste tópico, serão apresentados e discutidos os resultados dos parâmetros da combustão, considerando a velocidade e duração. Além disso, será discutido sobre o pico da

taxa de liberação de calor durante a combustão e a temperatura máxima atingida no interior do cilindro.

Na Figura 35 é apresentado o comportamento do atraso de ignição (ID) dos diferentes combustíveis para a curva característica (a) e para os cinco pontos do ciclo NRSC (b). Os resultados demonstram que o HVO apresenta um atraso de ignição inferior ao observado durante a operação com diesel. Em média, o atraso de ignição do combustível renovável foi 23,32 % mais curto do que o do combustível fóssil.

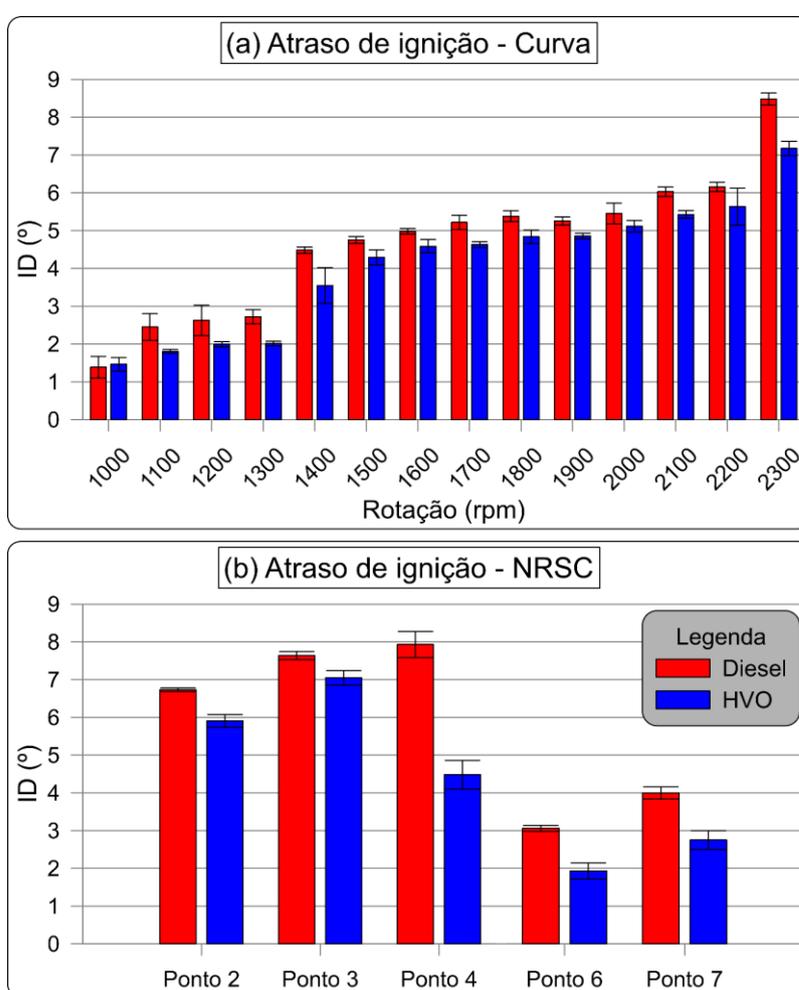


Figura 35: Atraso de ignição – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Esse menor atraso de ignição é consequência do maior número de cetano do HVO. Como pode-se observar na Tabela 6, o número de cetano do HVO é bastante superior ao do

diesel, o que torna esse menor atraso de ignição esperado. Isso se deve ao fato do HVO ser composto por alcanos, que são mais fáceis de serem quebrados na combustão, e ser livre de compostos aromáticos, que estão presentes no diesel e são caracterizados por suas ligações químicas mais fortes (KIRKPATRICK, 2020), além da maior relação H/C do HVO, o que também contribui para a redução no atraso de ignição.

Em motores de ignição por compressão, combustíveis com maior número de cetano tendem a ser mais interessantes, pois este parâmetro reflete na facilidade de autoignição do combustível (KIRKPATRICK, 2020). No entanto, uma diferença tão considerável no atraso de ignição pode indicar a necessidade de alterações nos parâmetros de injeção de combustível, já que pode adiantar o início da combustão para uma condição em que prejudique o desempenho do motor. Para aprofundar nos efeitos do ID na combustão, outros parâmetros serão avaliados adiante.

Na Figura 36 são apresentados os resultados de início da combustão (SOC). Especificamente nesta figura, o ângulo de zero graus representa o ponto morto superior, de modo que os valores negativos indicam que a combustão teve início antes do PMS. Observa-se que a combustão com HVO, em todos os pontos estudados, começou antes do início da combustão com diesel. Em geral, os resultados indicam um início da combustão entre 0,3 a 1,3° de ângulo do virabrequim mais cedo para o HVO. Como discutido anteriormente, este resultado já era esperado, pois o menor atraso de ignição resulta em um início da combustão mais cedo.

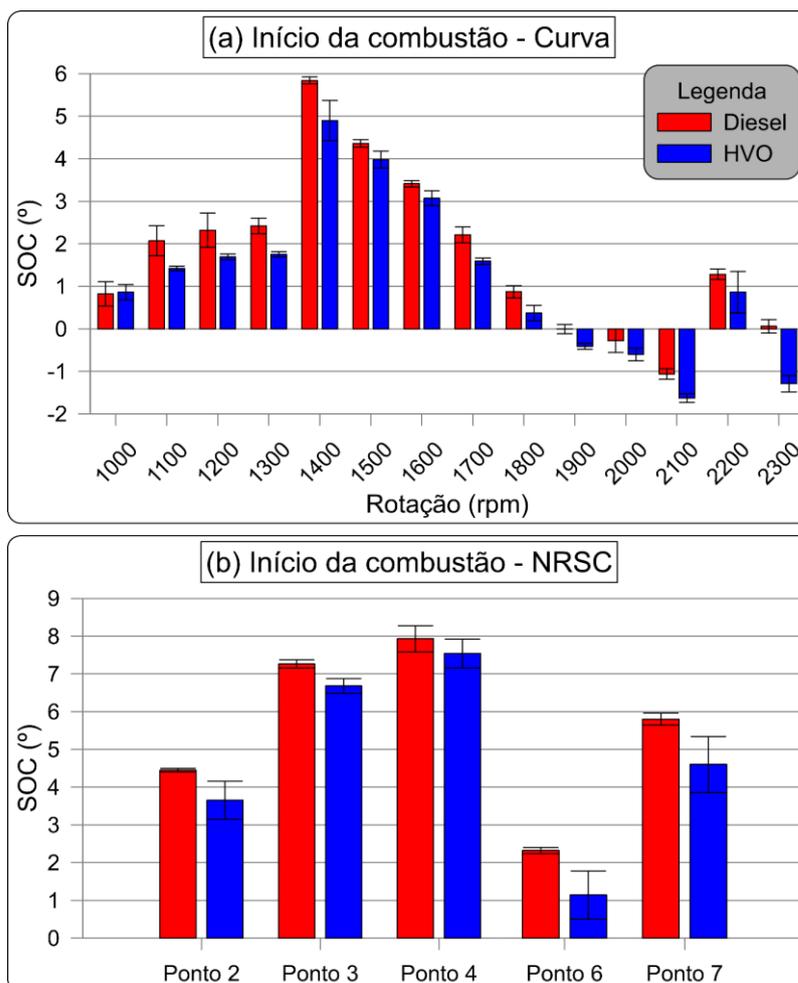


Figura 36: Ângulo de início da combustão – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Na Figura 37 é apresentado o ângulo do virabrequim no qual ocorre a queima de uma determinada parcela do combustível injetado, tanto para a curva característica quanto para os pontos do ciclo NRSC. Nos itens (a) e (b) da Figura 37, são apresentados os valores de MFB5, que correspondem ao ângulo em que ocorre a queima de 5 % de combustível. Já os itens (c) e (d) apresentam o MFB10, enquanto os itens (e) e (f) exibem o MFB50 e os itens (g) e (h) mostram o MFB90.

Observa-se na Figura 37 que, em média, o HVO apresentou um MFB5 aproximadamente 7 % menor que o do diesel. Da mesma forma, verificou-se que o MFB10 foi 5,27 % menor, enquanto os MFB50 e MFB90 foram 1,57 % e 0,81 % menores, respectivamente.

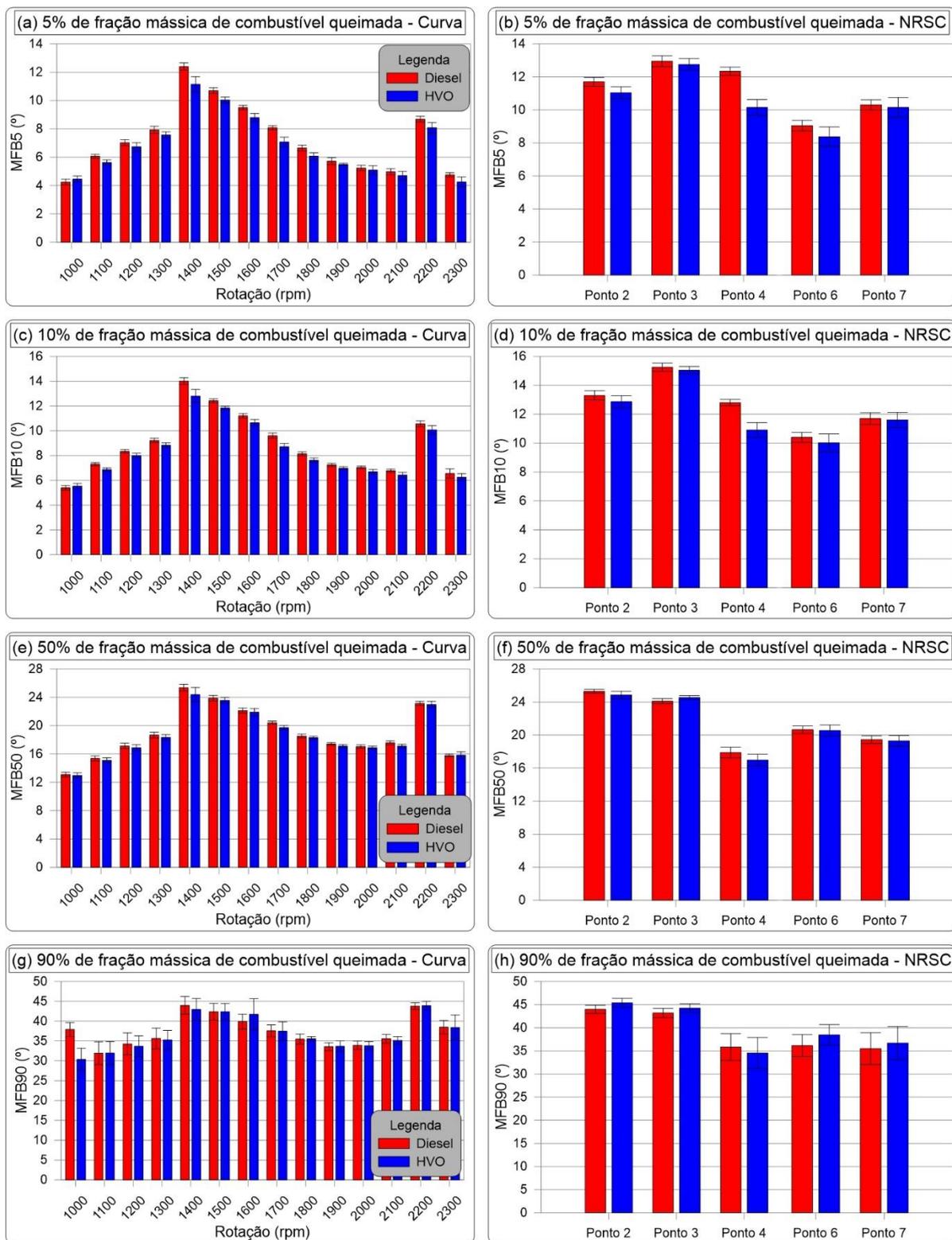


Figura 37: Fração mássica de combustível queimada – (a) MFB5 – pontos da curva característica; (b) MFB5 – pontos do ciclo NRSC; (c) MFB10 – pontos da curva característica; (d) MFB10 – pontos do ciclo NRSC; (e) MFB50 – pontos da curva característica; (f) MFB50 – pontos do ciclo NRSC; (g) MFB90 – pontos da curva característica; (h) MFB90 – pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Percebe-se, para os MFB iniciais, que a diferença entre os resultados deste parâmetro para os dois combustíveis é mais acentuada, motivada pelo início da combustão mais adiantado do HVO, causado pelo seu menor atraso de ignição. No entanto, à medida que a combustão avança, a diferença nos ângulos das frações mássicas de combustível queimada começa a diminuir, e, ao final, o diesel apresenta uma duração de combustão menor, conforme mostrado na Figura 38. Na Figura 38 é indicado que, em média, a combustão do diesel é cerca de 1,44 % mais rápida que a do HVO.

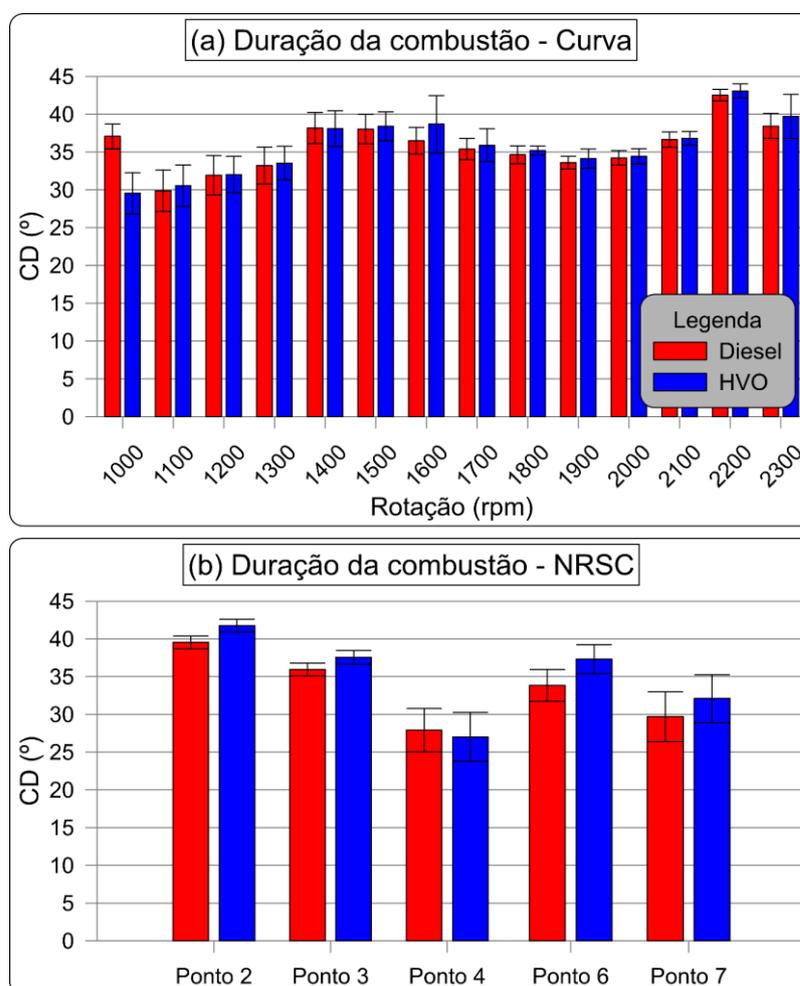


Figura 38: Duração da combustão – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Como o menor atraso de ignição acelera o início da combustão, é justificável que o MFB5 ocorra mais cedo, em termos de ângulo do virabrequim, para o HVO do que para o diesel. Em geral, todos os pontos de MFB analisados ocorreram em um ângulo ligeiramente

mais adiantado para o HVO em comparação com o MFB equivalente do diesel. No entanto, a duração da combustão, calculada pela diferença entre o SOC e o MFB90, indica que a combustão do diesel foi mais rápida.

Quando o HVO começa a queimar, uma parcela menor de combustível foi injetada na câmara de combustão, resultando em uma fase de combustão pré-misturada mais suave e que ocorre mais cedo em comparação ao diesel. Como consequência, uma maior proporção do HVO é queimada na fase de combustão por difusão, o que leva a uma combustão de maior duração (DIMITRIADIS *et al.*, 2020). Por outro lado, no início da combustão do diesel, a quantidade de combustível na câmara de combustão é maior devido ao seu menor número de cetano. Isso faz com que a fase pré-misturada da combustão do diesel queime mais rapidamente, levando a uma maior taxa de liberação de calor e, conseqüentemente, a uma combustão menos prolongada (DIMITRIADIS *et al.*, 2020). Pode-se supor, portanto, que a energia liberada durante a fase de combustão pré-misturada do HVO é menor do que a observada para o diesel. Vale lembrar que as curvas de AHRR para todos os cenários podem ser verificadas no Apêndice B.

A combustão pré-misturada mais lenta resulta em uma duração de combustão ligeiramente superior para o combustível renovável. Por outro lado, a fase da combustão pré-misturada do diesel, liberando mais calor em um menor período de tempo, leva a uma maior liberação de energia em um menor intervalo de tempo, acelerando a combustão e resultando em uma maior velocidade e menor duração.

Na Figura 39 é apresentado o valor máximo de taxa de liberação de calor na combustão para os testes com os dois combustíveis. Pode-se observar que, em média, a taxa de liberação de calor máxima para o diesel é cerca de 2,29 % maior que do que o observado para o HVO. Isso é uma consequência do maior atraso de ignição, que resulta em um tempo mais longo para a formação da mistura ar-combustível, permitindo que uma maior quantidade de combustível esteja presente na câmara de combustão no início da reação e, conseqüentemente, levando a uma maior taxa de liberação de calor durante a combustão pré-misturada (SELVAN; ANAND; UDAYAKUMAR, 2009). Esses resultados corroboram o que foi mencionado anteriormente sobre a fração mássica de combustível e a duração da combustão.

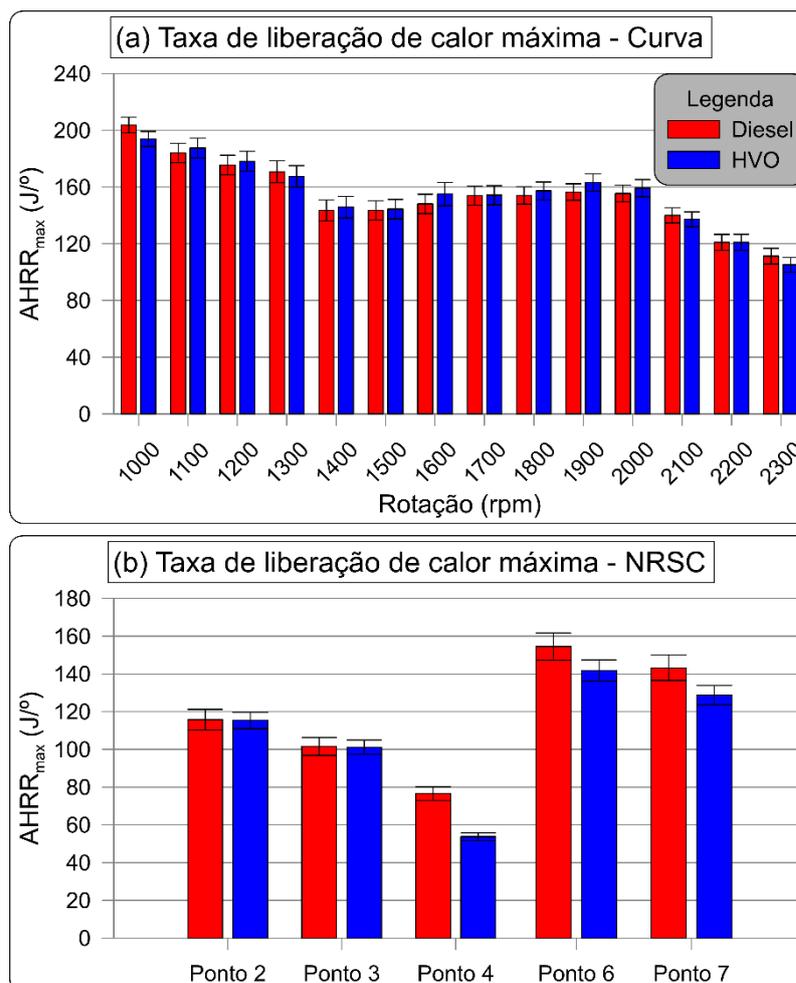


Figura 39: Valor máximo da taxa de liberação de calor – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Na Figura 40 é apresentada a temperatura máxima no interior do cilindro para a operação com os dois combustíveis em modo convencional, enquanto todas as curvas de temperatura no podem ser verificadas no Apêndice B. Os resultados indicam que, em média, a combustão do HVO apresenta um pico de temperatura cerca de 1 % maior que o atingido durante a combustão do diesel. Assim como observado durante a análise da pressão máxima no interior do cilindro, essa maior temperatura é um reflexo da combustão ter se iniciado mais próxima ao PMS, devido ao menor ID do HVO. No entanto, atrasar a injeção do HVO para igualar o ângulo do SOC ao observado durante a operação com o diesel poderia alterar esse cenário.

Por outro lado, essa maior temperatura atingida durante a operação com HVO não é relevante em termos de desempenho, não afetando, por exemplo, as emissões de NO_x , que

representam um dos grandes problemas para os motores de ignição por compressão. Esse resultado deixa claro, inclusive, como as características e propriedades do HVO são vantajosas se comparadas às do combustível fóssil.

Ao mesmo tempo em que o HVO apresentou uma maior temperatura na câmara de combustão, seu uso ainda foi capaz de reduzir as emissões de NO_x sem a necessidade de nenhuma técnica avançada de combustão, como será apresentado na seção seguinte. Neste sentido, espera-se que uma otimização dos parâmetros de injeção do motor para se adequar às características físico-químicas do HVO seja capaz de possibilitar resultados ainda mais interessantes para a operação com este biocombustível.

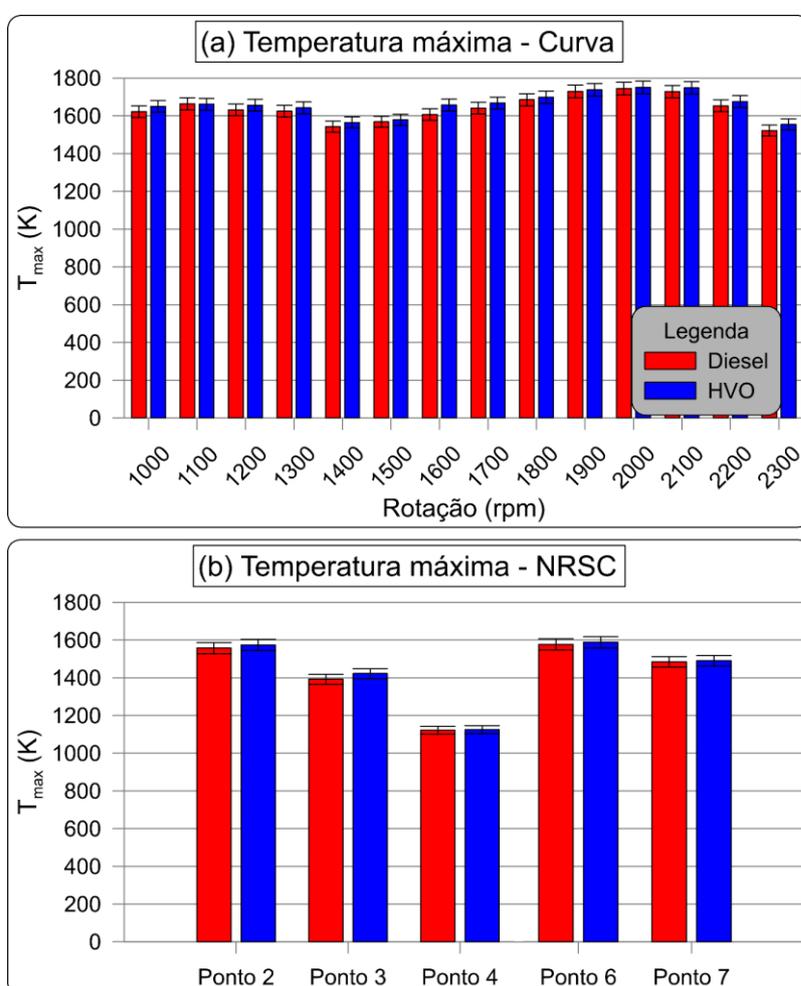


Figura 40: Temperatura máxima no interior do cilindro – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

7.1.3 Emissão de poluentes

Na Figura 41 é apresentada uma comparação do Lambda para as operações com HVO e com diesel. Observa-se que, em média, o uso de diesel apresentou um Lambda cerca de 1,37 % maior que do HVO.

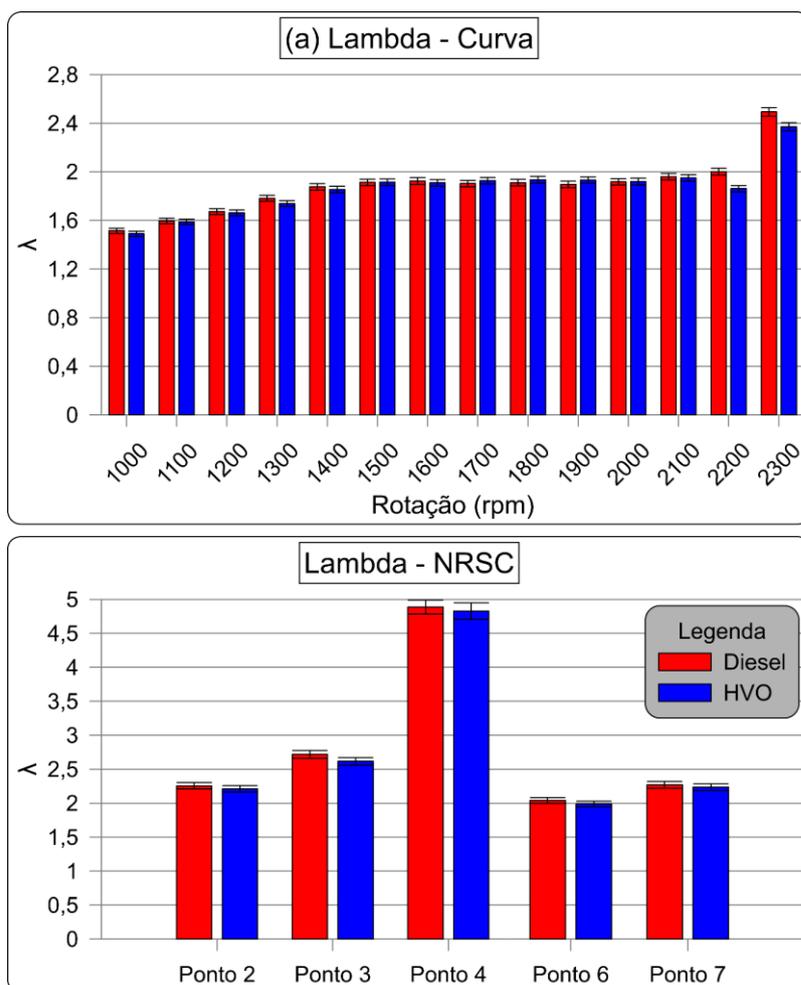


Figura 41: Lambda – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Essa pequena diferença no Lambda reflete as características de cada combustível, uma vez que não foram feitas alterações nas condições de admissão de ar do motor em nenhum ponto avaliado. A maior relação H/C do HVO resulta em uma maior relação ar-combustível estequiométrica, implicando na necessidade de uma maior quantidade de ar para queimar

completamente a mesma quantidade de HVO em comparação ao diesel. Neste sentido, como a relação ar-combustível é maior para o biocombustível, um menor excesso de ar é verificado, refletindo nos valores de Lambda.

Na Figura 42 são apresentadas as emissões específicas de CO₂ para a operação de diesel e HVO em modo convencional. Desta figura, pode-se observar uma redução média de 3,16 % no BSCO₂ ao substituir o diesel por HVO no motor. Resultados ainda mais significativos poderiam ser obtidos ao considerar todo o ciclo de vida deste biocombustível, que apresenta uma grande redução no potencial de aquecimento global em comparação ao combustível fóssil (ROQUE *et al.*, 2023).

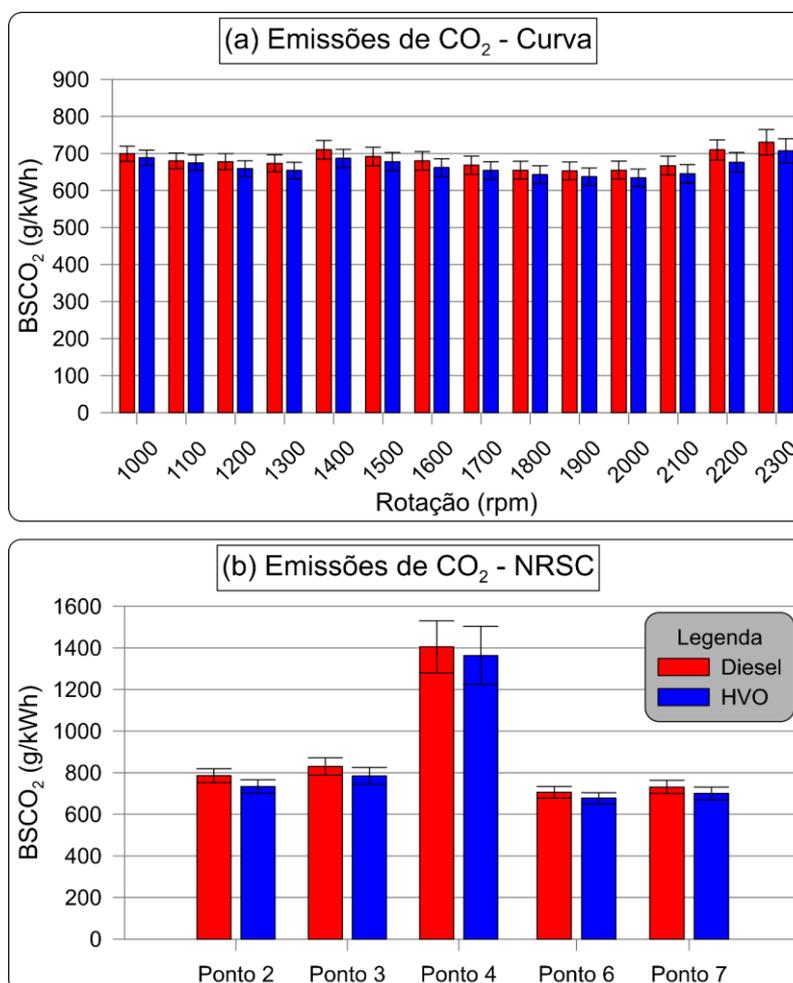


Figura 42: Emissões específicas de CO₂ – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Essa redução nas emissões de CO₂ durante a operação com HVO pode ser justificada por diferentes fatores, incluindo: uma maior relação H/C, o que resulta em menos carbono sendo oxidado durante a combustão; melhores propriedades do combustível renovável, como o maior PCI; e maior eficiência de conversão de combustível (DA COSTA *et al.*, 2022).

De maneira similar, na Figura 43 (a) são apresentadas as emissões específicas de CO para o motor operando em carga máxima em diferentes rotações, enquanto na Figura 43 (b) são mostrados os mesmos resultados para os cinco pontos do ciclo NRSC. Nos pontos analisados, observa-se uma redução média de 2,23 %, dentro da margem de incerteza do sensor, ao substituir diesel por HVO no motor.

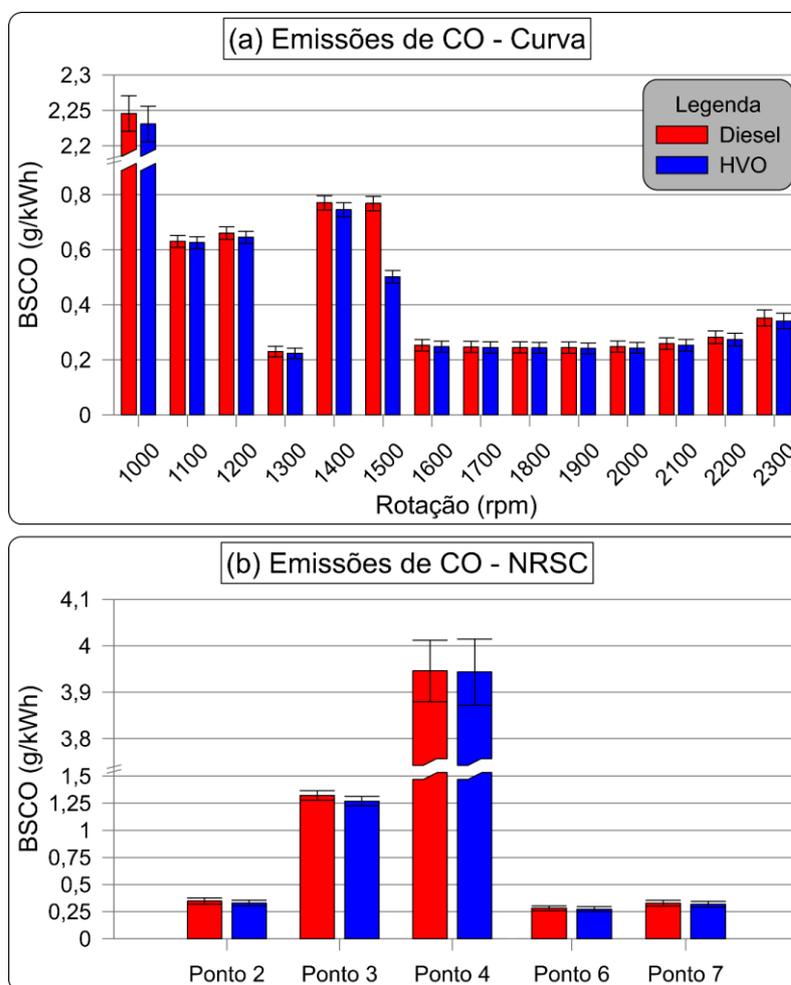


Figura 43: Emissões específicas de CO – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Na Figura 44 são apresentadas as emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados para todos os cenários de operação *single-fuel*. Observa-se que a operação com diesel apresenta valores de BSHC maiores que os observados na operação com HVO em todos os pontos ensaiados. Semelhante às emissões de CO, a redução no BSHC também está associada a uma combustão mais completa.

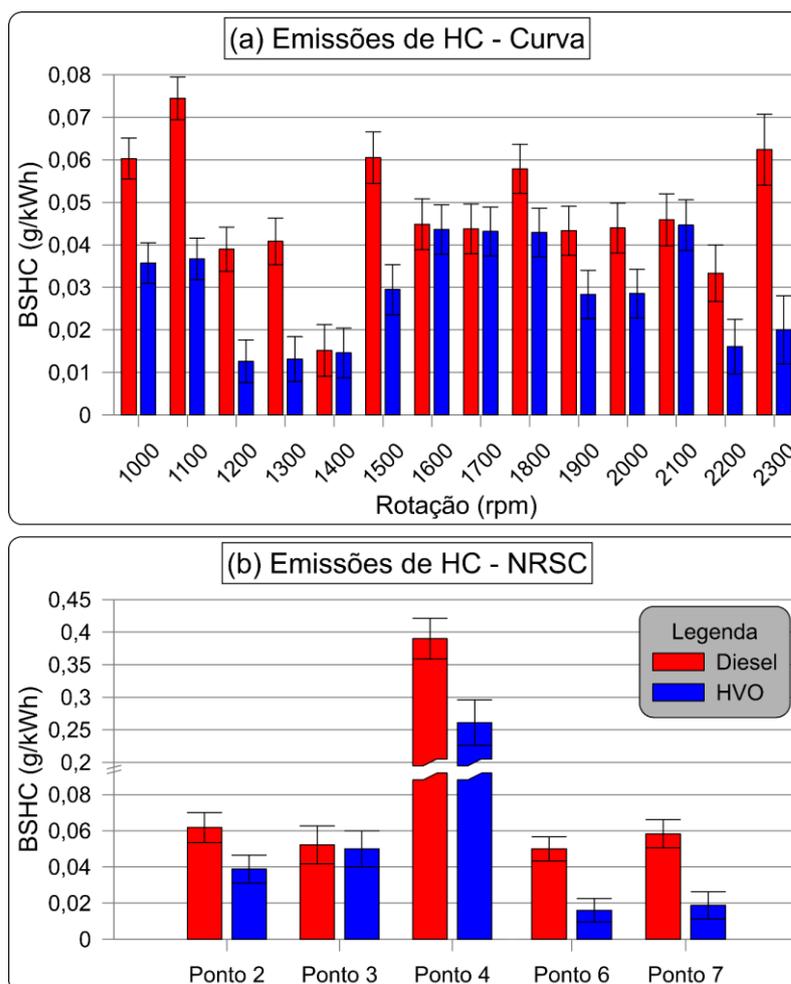


Figura 44: Emissões específicas de HC – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Na Figura 45 são apresentados os $BSNO_x$ obtidos nos testes do motor durante a operação em modo convencional com diesel e com HVO, tanto na curva característica do motor (a), quanto nos cinco pontos do ciclo (b). Verifica-se uma redução média de 6,63 % nas emissões específicas de NO_x ao substituir o combustível fóssil pelo renovável.

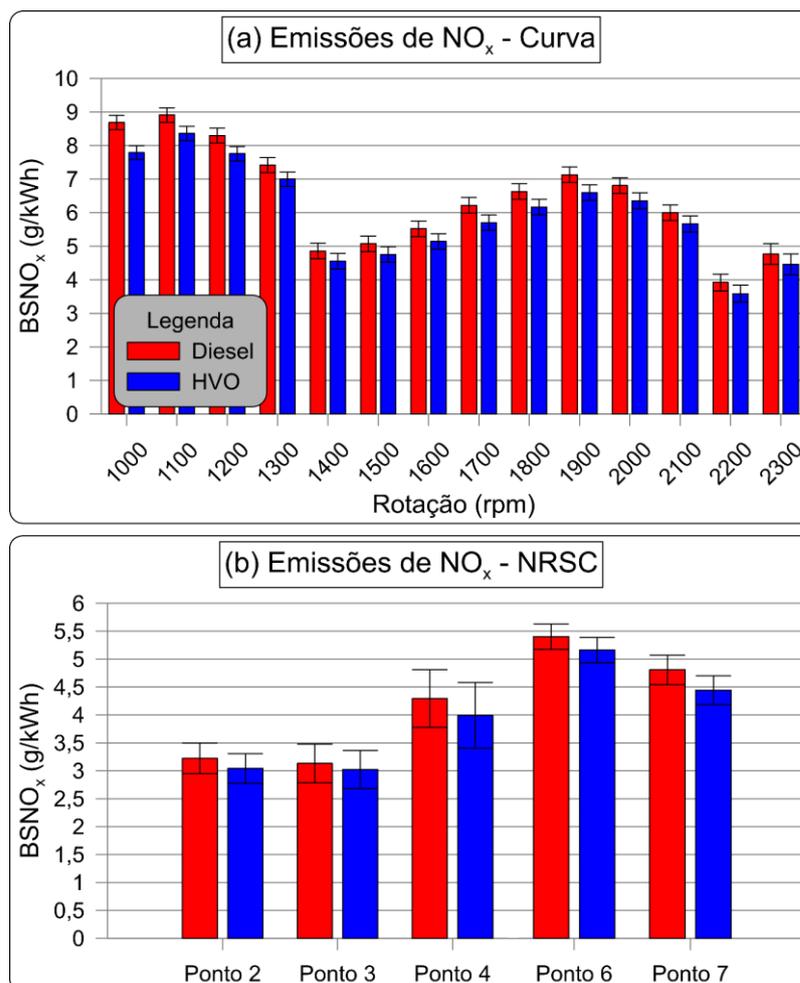


Figura 45: Emissões específicas de NO_x – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Como discutido na seção 2.7.3, a formação de NO_x em motores de combustão interna é principalmente dependente da temperatura máxima atingida durante a combustão. Como mostrado anteriormente, o HVO apresentou, em média, temperaturas mais altas, o que poderia contrariar essa afirmação. Por outro lado, os resultados de combustão indicam que a operação com HVO tem um menor atraso de ignição, o que resultou em um menor valor máximo para a taxa de liberação de calor menor durante a fase de combustão pré-misturada, o que pode justificar essa redução no BSNO_x (PECHOUT *et al.*, 2019).

Por fim, na Figura 46 são apresentadas as emissões específicas de material particulado. Observa-se que o BSPM na operação com HVO é menor que o observado na operação com diesel em todos os pontos estudados.

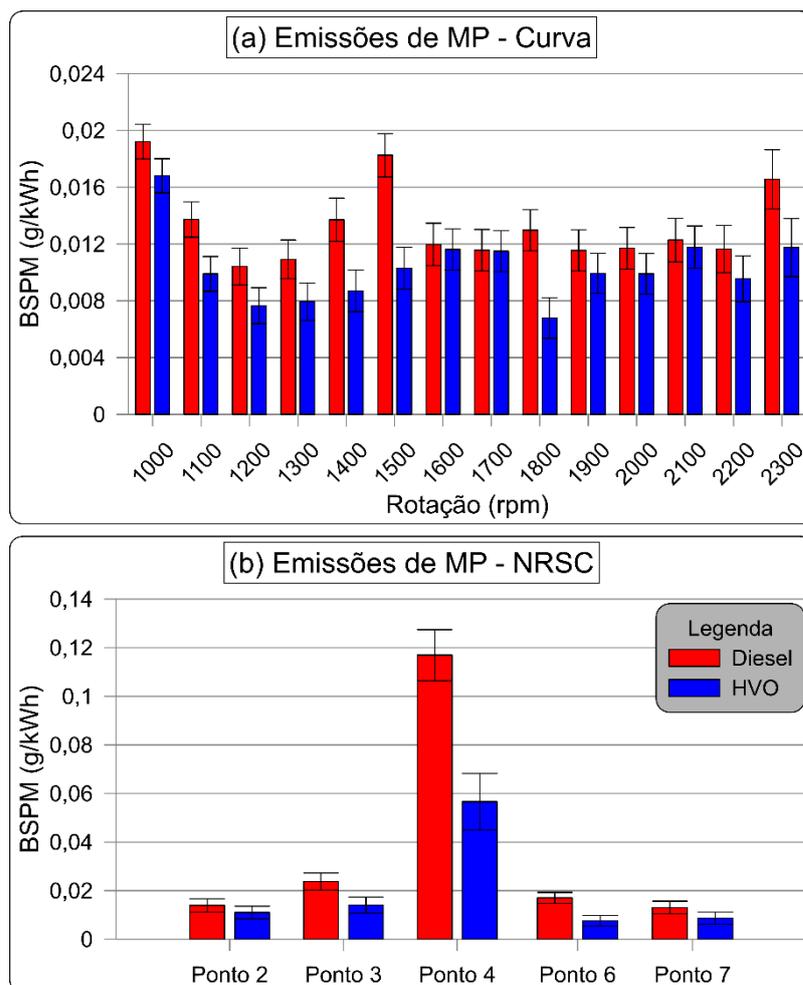


Figura 46: Emissões específicas de MP – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

As menores emissões de material particulado são uma consequência da ausência de enxofre e de compostos aromáticos na composição do biocombustível. Além disso, o HVO possui uma estrutura molecular parafínica, o que favorece a queima da fuligem e reduz a presença deste poluente nos gases de exaustão (DA COSTA *et al.*, 2022).

7.1.4 Análise de eficiência e desempenho

Na Figura 47 é apresentada uma comparação da eficiência da combustão do diesel e do HVO operando em modo convencional. Pode-se observar que, em todos os pontos estudados, o HVO apresentou uma eficiência de combustão ligeiramente superior à do diesel, que, apesar

de estar ainda dentro da margem de incerteza, é consistente em todos os pontos, ressaltando as vantagens ambientais e reduzidas emissões do biocombustível.

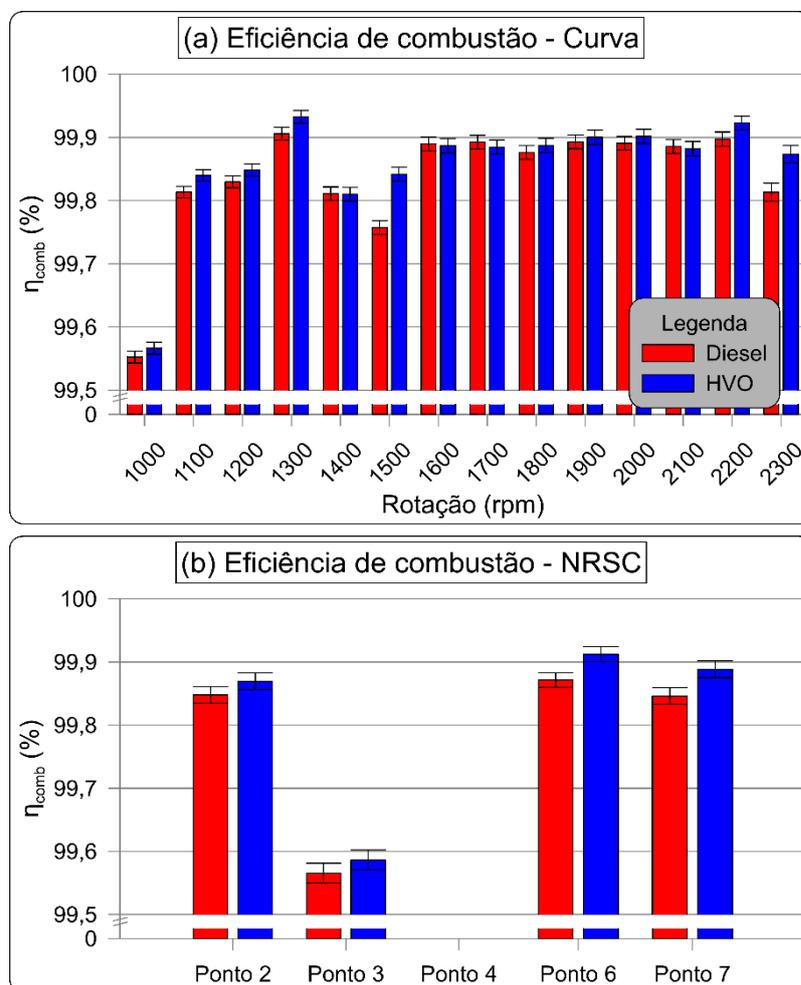


Figura 47: Eficiência de combustão – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Por fim, na Figura 48 é apresentada a eficiência de conversão de combustível, enquanto na Figura 49 é mostrado o consumo específico de combustível para os diferentes cenários estudados. Observa-se que, em média, o diesel apresentou uma eficiência 1,53 % inferior à do HVO, o que resulta em um consumo específico médio de combustível cerca de 5,55 % maior para o combustível fóssil.

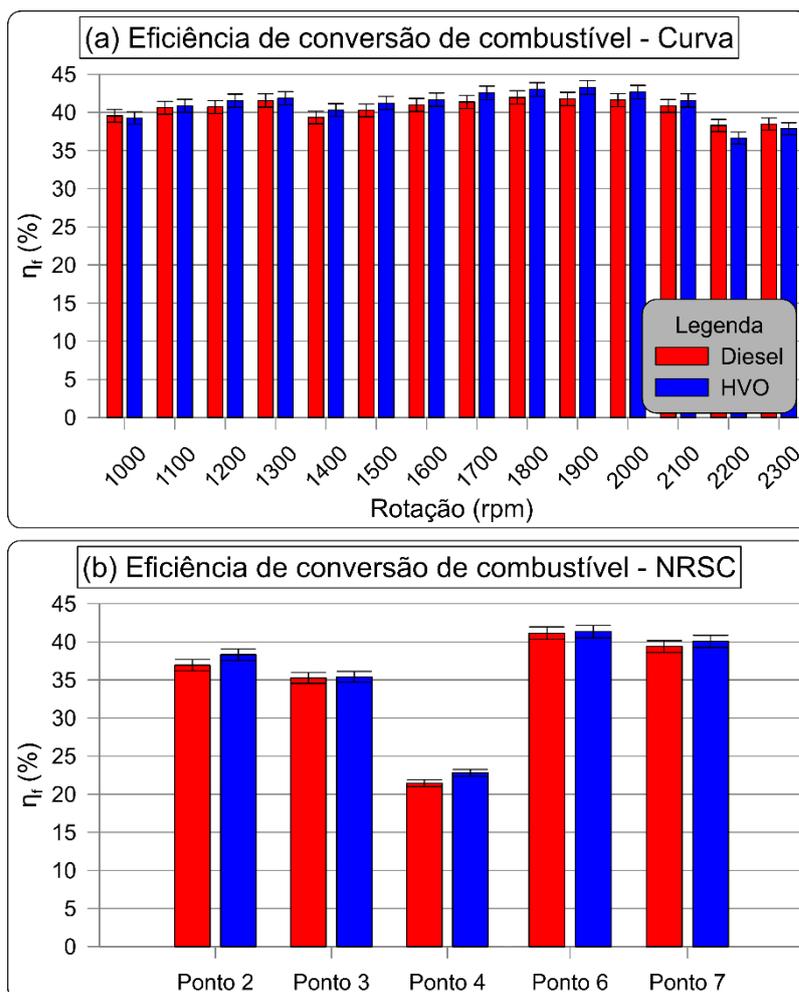


Figura 48: Eficiência de conversão de combustível – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Pode-se concluir, a partir dos resultados experimentais *single-fuel*, que o HVO apresenta diversas vantagens em comparação ao diesel. Seu maior PCI e suas melhores características e propriedades resultam em uma combustão e operação mais eficientes. Além disso, as menores emissões observadas com o combustível renovável, sem necessidade de modificações no motor, podem ser atribuídas à sua composição de alcanos, isenta de enxofre e compostos aromáticos, bem como às suas superiores características de vaporização e formação de mistura (DA COSTA *et al.*, 2022). Resultados ainda mais expressivos poderiam ser alcançados caso o motor tivesse seus parâmetros de injeção ajustados para otimizar a operação com HVO.

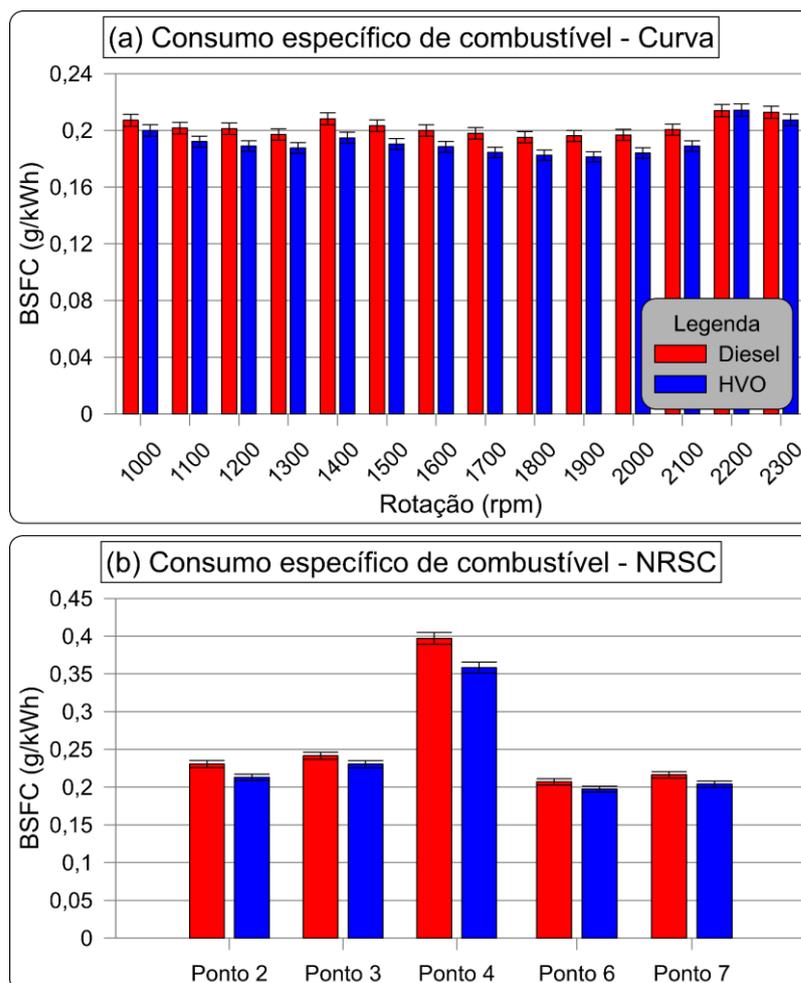


Figura 49: Consumo específico de combustível – (a) pontos da curva característica; (b) pontos do ciclo NRSC

Fonte: autor

Adicionalmente, embora este estudo tenha investigado o uso do HVO puro, misturas com diesel podem ser uma alternativa interessante para reduzir as emissões e melhorar o desempenho do motor sem um grande aumento nos custos.

7.2 Resultados da 2ª etapa de testes

Nesta seção, serão discutidos os resultados da segunda etapa de testes experimentais, que envolvem a operação do motor utilizando diesel como combustível piloto e em modo *dual-fuel* com GNV e hidrogênio. Os testes desta etapa foram realizados apenas nos quatro pontos do ciclo NRSC em que o motor apresentou maior estabilidade e menor variabilidade cíclica.

Com base na análise dos testes realizados na operação *single-fuel*, optou-se por não realizar testes em modo *dual-fuel* no Ponto 4 (2200 x 72 Nm). Isso se deve ao fato de que, nesta condição, caracterizada por alta rotação e baixo torque, o motor apresentou maior dificuldade para estabilizar sua operação e maior COV_{IMEP} .

Os testes foram realizados em quatro pontos do ciclo NRSC para cada combustível gasoso, variando a quantidade de combustível injetado durante cada ponto por meio da alteração no tempo de abertura do injetor de combustível gasoso. Assim, foram gerados quatro gráficos distintos em uma única figura: (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 552 Nm. Este padrão de quatro gráficos por figura será mantido em todos os resultados apresentados nesta seção, destacando os efeitos da substituição do diesel pelo combustível gasoso injetado no coletor de admissão, refletido em termos de substituição energética.

Além disso, destaca-se que os valores máximos de substituição energética do combustível piloto pelo combustível gasoso, observados nos cenários do ciclo NRSC, foram limitados pela característica do injetor de combustível gasoso utilizado. Ou seja, em termos de desempenho, o motor foi capaz de operar de forma satisfatória com o combustível gasoso, sendo a limitação para um aumento adicional na injeção destes combustíveis uma consequência das características do injetor.

A Figura 50 apresenta as curvas de pressão, temperatura, taxa de liberação aparente de calor e taxa de liberação de calor aparente acumulada obtidas durante a operação do motor nas condições de 1600 rpm x 482 Nm (ponto 7 do ciclo NRSC) e 2200 rpm x 368 Nm (ponto 3 do ciclo NRSC). Essas curvas foram obtidas durante a operação em modo *dual-fuel*, utilizando diesel como combustível piloto e para os cenários com as maiores injeções de GNV e H_2 . Todos os demais resultados para os outros pontos em modo *dual-fuel* podem ser consultados no Apêndice B. Estes resultados serviram como base para as análises apresentadas nas seções 7.2.1 e 7.2.2, e que possibilitam uma comparação mais interessante no que diz respeito aos combustíveis gasosos.

É importante observar que não é adequado utilizar a Figura 50 para comparar diretamente os resultados da operação de diesel e GNV com os da operação de diesel e hidrogênio, uma vez que as substituições percentuais energéticas não são as mesmas nos dois cenários. Assim, faz mais sentido comparar esses resultados com os obtidos na operação com diesel em modo *single-fuel*.

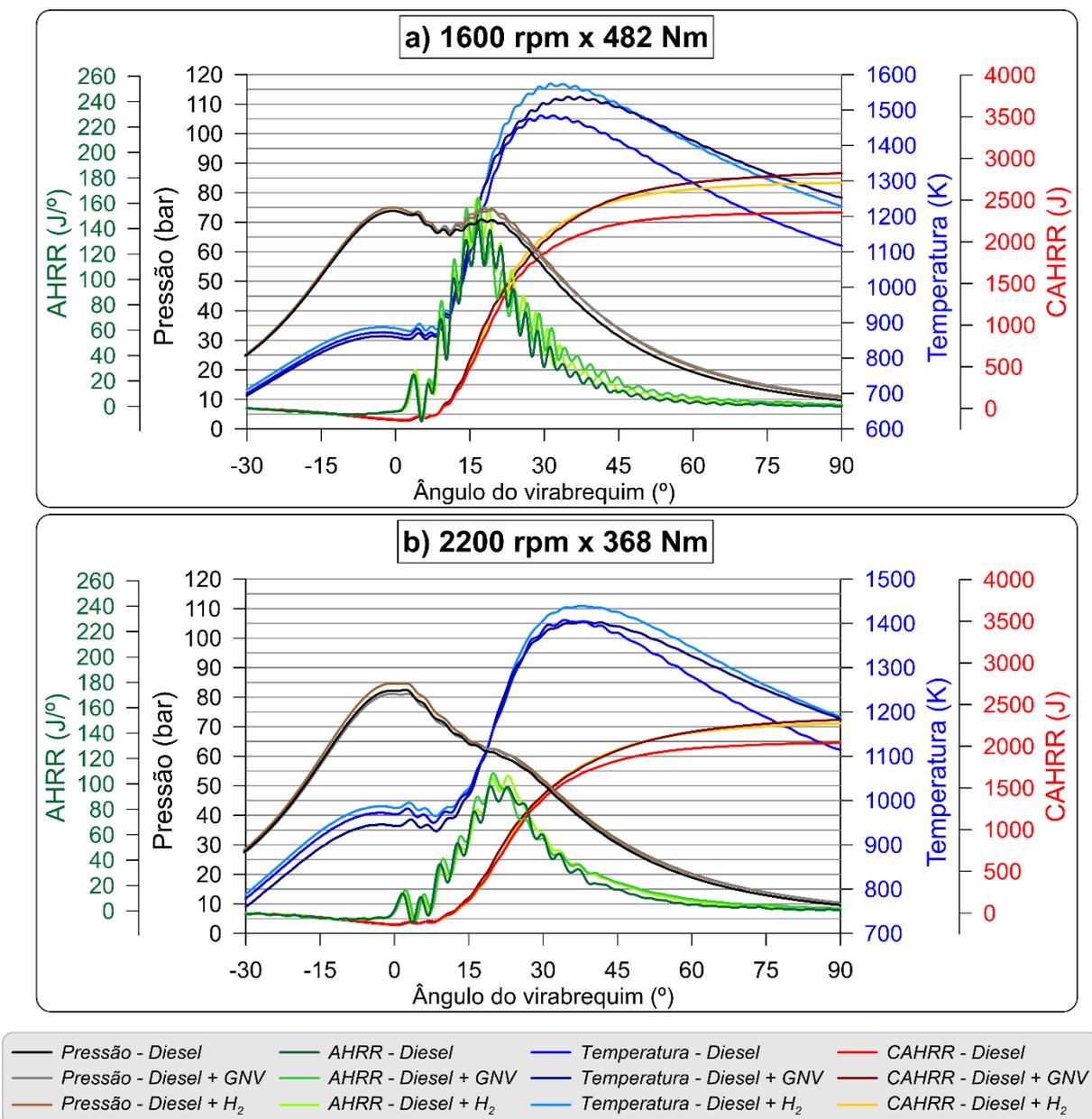


Figura 50: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 2300 rpm x 368 Nm

Fonte: autor

7.2.1 Análise dos parâmetros de pressão

Na Figura 51 é apresentada a pressão no interior do cilindro durante a operação *dual-fuel* com diesel e GNV ou hidrogênio. Observa-se um aumento na pressão conforme a injeção desses combustíveis gasosos é incrementada.

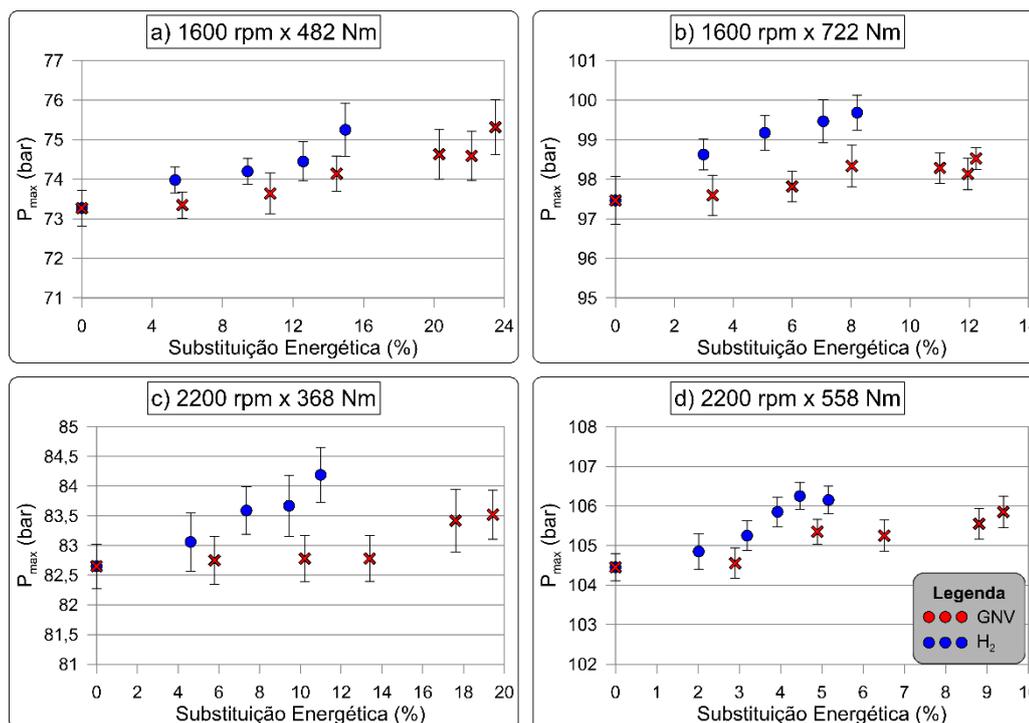


Figura 51: Pressão máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H_2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Esse pico de pressão ocorre na fase inicial da combustão, que é favorecida pelos dois combustíveis gasosos injetados no coletor de admissão. Como será discutido adiante, o aumento da quantidade de combustível gasoso provoca um aumento no pico da taxa de liberação de calor no início da combustão, caracterizado pela fase de combustão pré-misturada. Neste ponto, o pistão está mais próximo do PMS, o que resulta nas maiores pressões dentro do cilindro. Dessa forma, a combustão pré-misturada é favorecida pela injeção de combustível gasoso, levando a um aumento da pressão interna do cilindro em comparação com a operação *single-fuel* (LOUNICI *et al.*, 2014; THIYAGARAJAN *et al.*, 2022).

Além disso, observa-se que a operação com hidrogênio atinge picos de pressão maiores do que o uso de GNV, o que se justifica pela maior velocidade de chama do hidrogênio, resultando em um maior pico da taxa de liberação de calor nessa fase inicial da combustão (SENTHIL KUMAR; RAMESH; NAGALINGAM, 2003; KARAGÖZ *et al.*, 2016). Apesar do aumento verificado na pressão máxima dentro do cilindro, a taxa máxima de aumento de pressão ($PRR_{máx}$) não foi significativamente intensificada durante a operação *dual-fuel*. Como

mostrado na Figura 52, a injeção dos dois combustíveis gasosos resultou em um ligeiro aumento na $PRR_{m\acute{a}x}$, em função da fase de combustão pré-misturada, como discutido anteriormente.

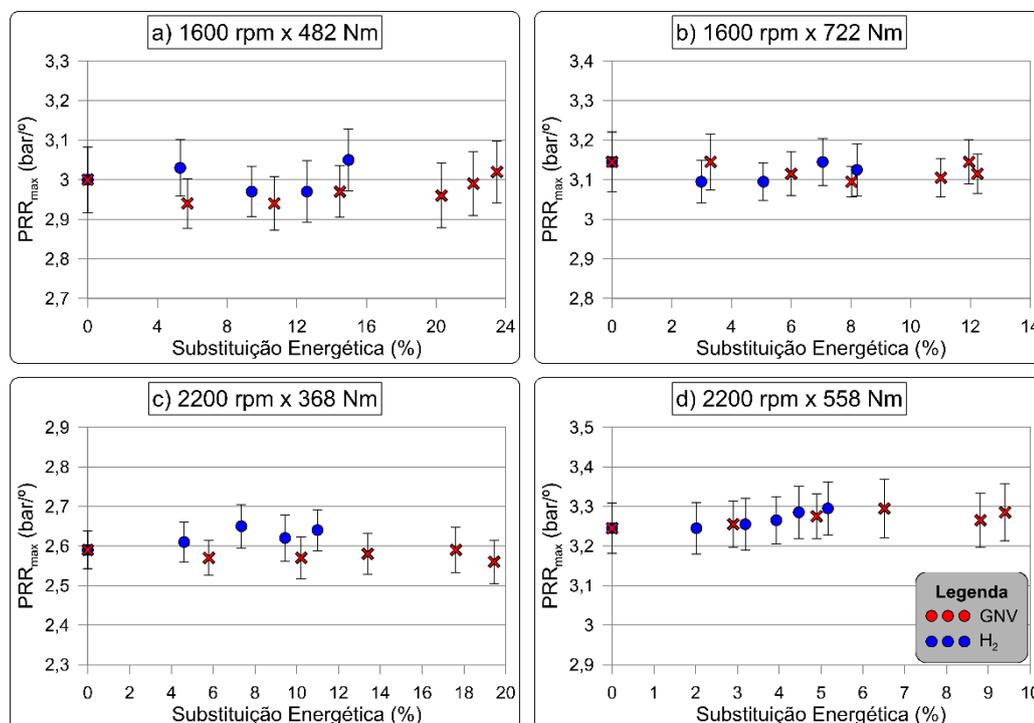


Figura 52: Taxa de aumento de pressão máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

De acordo com Chintala e Subramanian (2017), a quantidade máxima de hidrogênio que pode ser utilizada em um motor *dual-fuel* é tipicamente limitada pela ocorrência de detonação, o que pode resultar em desgaste excessivo ou até em danos críticos. Os autores também destacam que uma forma eficaz de monitorar a ocorrência de detonação é através da análise da taxa de aumento de pressão, já que um valor elevado pode indicar uma tendência à detonação. Neste contexto, os resultados obtidos indicam que o motor operou de maneira satisfatória até o valor máximo de combustível gasoso injetado nos ensaios, sem a ocorrência de detonação, uma vez que os valores de $PRR_{m\acute{a}x}$ durante a operação *dual-fuel* permaneceram próximos aos observados durante a operação convencional (0% de substituição energética), mesmo para os maiores valores de substituição energética. Deste modo, como falado anteriormente, a limitação

para o aumento da quantidade de combustível gasoso foi o injetor utilizado, e não a ocorrência de detonação.

Na Figura 53 são apresentados os resultados de IMEP durante a operação do motor em modo *dual-fuel* com diesel e injeções de GNV e hidrogênio. Observa-se que a injeção *port-fuel* contribuiu para um aumento no IMEP, sendo que, quanto maior a quantidade de combustível injetada no coletor de admissão, maior o valor de IMEP. Isso ocorre mesmo com o aporte energético sendo constante em todos os cenários, pois o combustível gasoso substitui o combustível líquido na operação *dual-fuel*. Como os testes foram realizados em condições fixas de potência e torque, estabelecidas pelo ciclo de teste NRSC, essa variação do IMEP é uma consequência direta da injeção dos combustíveis gasosos.

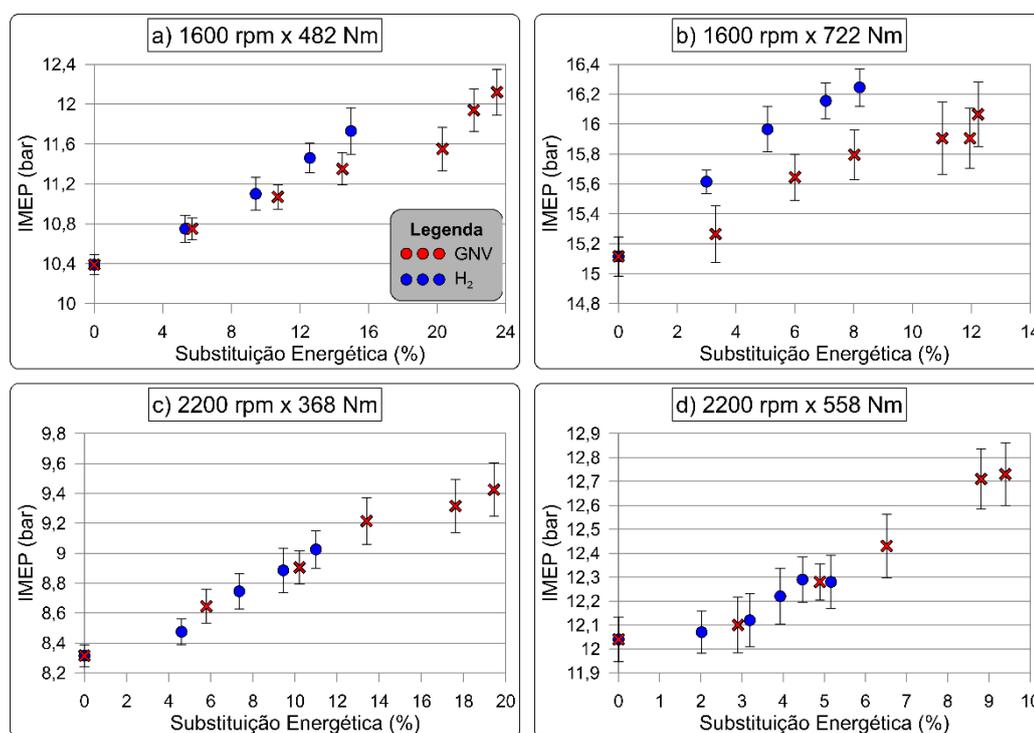


Figura 53: IMEP durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

O IMEP está diretamente relacionado à pressão e ao volume instantâneo no interior do cilindro; portanto, um aumento na pressão (Figura 51), desde que não favoreça a ocorrência de contrapressão na subida do pistão, tende a resultar em um maior IMEP. Além disso, os

resultados de IMEP para o H₂ são, em geral, ligeiramente superiores aos obtidos para o GNV, o que corrobora os resultados encontrados de pico de pressão no interior do cilindro para cada combustível gasoso. Ademais, a injeção do combustível gasoso altera as características da combustão, como o atraso de ignição, o ângulo de início da combustão e a velocidade da combustão, além das características de injeção, como ângulo de início e duração. Essas alterações afetam os resultados do IMEP, uma vez que modificam a curva de pressão, de forma semelhante ao avanço ou atraso na injeção de combustível durante uma operação *single-fuel*.

Apesar desse aumento no IMEP durante a operação em modo *dual-fuel*, a potência de eixo permaneceu constante durante os testes (condições fixas de potência e torque). Desta forma, pode-se afirmar que as perdas do motor aumentaram com o aumento da injeção dos combustíveis gasosos. A pressão média efetiva de atrito (FMEP) quantifica o trabalho dissipado pelo ciclo para superar as perdas por atrito mecânico e acionar os acessórios do motor (bombas de óleo, água, combustível, alternador, etc.). Como foi observado um aumento do IMEP durante a operação *dual-fuel* sem variação da potência produzida, isso indica um aumento no FMEP.

Por outro lado, a medição do FMEP é bastante complexa, especialmente em motores multicilíndricos, pois, além da necessidade de um transdutor de pressão em cada cilindro e de medições precisas em todos eles, ainda podem ocorrer variações significativas entre os cilindros (HEYWOOD, 2018). Apesar dessas dificuldades, especialmente ao se considerar uma análise em um motor de seis cilindros, seria interessante realizar aquisições simultâneas em todos eles para compreender melhor o comportamento do IMEP na operação *dual-fuel*. No entanto, isso elevaria significativamente os custos do projeto

Além disso, as próprias características de combustão são alteradas com a utilização dos diferentes combustíveis. Por exemplo, alguns autores indicam que a menor distância de extinção de chama do hidrogênio (*quenching distance*) e sua maior velocidade de chama podem resultar em um aumento das perdas térmicas do motor (VERHELST; WALLNER, 2009; ZHOU; CHEUNG; LEUNG, 2014; LIU *et al.*, 2021), o que poderia impactar tanto no IMEP quanto no FMEP. Neste sentido, seria interessante que fossem estudados, em trabalhos futuros, se as variações nas perdas térmicas da combustão e o aumento na transferência de calor em modo *dual-fuel* têm influência nas perdas por fricção e nos equipamentos auxiliares do motor.

Na Figura 54 são apresentados os resultados para a COV_{IMEP} durante a operação do motor em modo *dual-fuel* com diesel e injeções de GNV e hidrogênio. Pode-se observar que, em geral, a injeção dos combustíveis gasosos favorece um ligeiro aumento da COV_{IMEP}. Por

outro lado, o aumento observado foi bem pequeno e, em todos os cenários, a covariância do IMEP se manteve com valores inferiores a 3 %, que foi definido como um dos critérios para garantir estabilidade de operação do motor e baixa variabilidade cíclica.

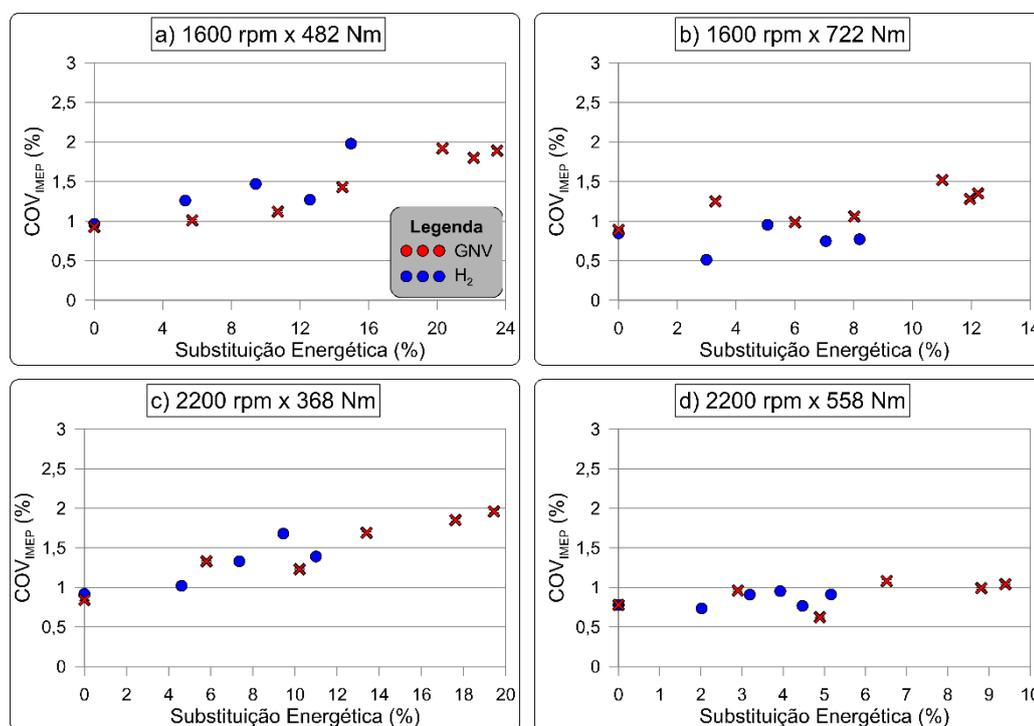


Figura 54: COV_{IMEP} durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

7.2.2 Análise dos parâmetros da combustão

Na Figura 55 são apresentados os efeitos da injeção dos combustíveis gasosos no atraso de ignição em relação à condição em que o motor opera apenas com diesel em modo convencional. Pode-se observar que, quanto maior a substituição energética, para ambos os combustíveis gasosos, maior o efeito no aumento do atraso de ignição. Vale lembrar que não foi feito nenhum tipo de alteração na calibração do motor para a operação em modo *dual-fuel*, de modo que o ponto de injeção do combustível piloto pode variar com a injeção do combustível gasoso.

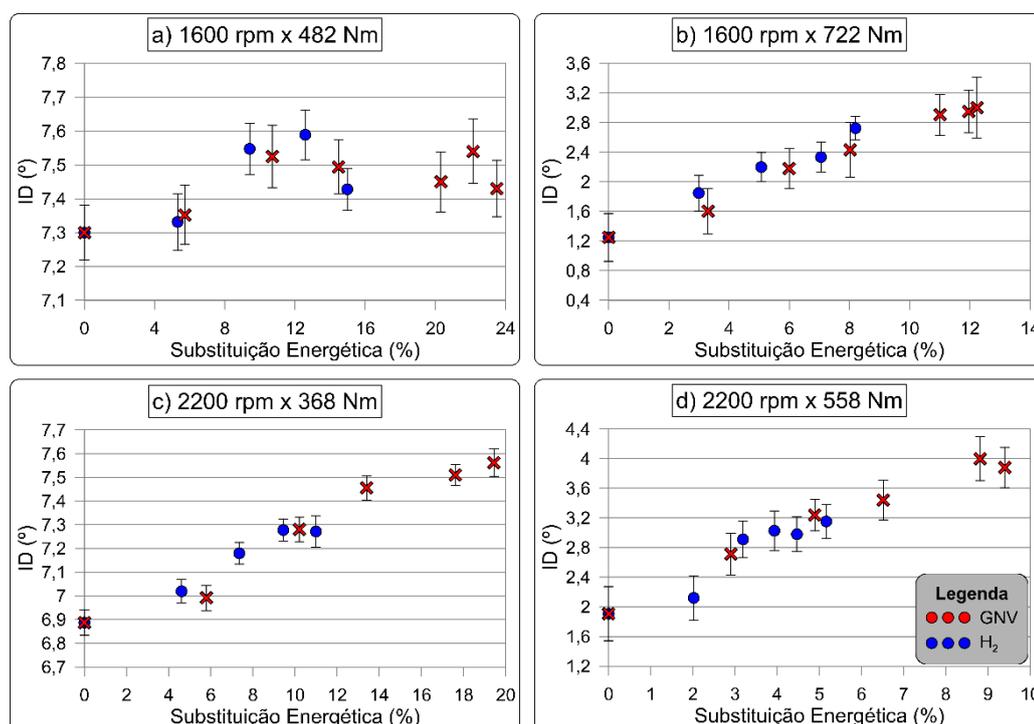


Figura 55: Atraso de ignição durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Esse maior aumento do atraso de ignição durante a operação com GNV pode ser justificado por diferentes fatores: redução da pressão parcial do oxigênio pela presença do combustível gasoso; redução da pressão e temperatura no início da combustão, uma vez que o metano possui uma maior capacidade térmica do que o ar; redução na quantidade de combustível piloto injetado, atrasando a formação de uma mistura adequada para proporcionar o início da combustão; e pelo fato de as reações de pré-ignição entre metano e ar poderem afetar as reações entre o diesel e ar (MUSTAFI; RAINE; VERHELST, 2013; RAHMAN; RAMESH, 2019; OUCHIKH *et al.*, 2022).

De maneira similar, o maior atraso de ignição devido à injeção de hidrogênio pode ser atribuído a vários fatores: redução da quantidade de combustível piloto injetado, que atrasa o início da combustão; a diminuição da pressão parcial do oxigênio devido à injeção de H₂; e a redução na temperatura da mistura, causada pelo maior calor específico resultante da injeção de hidrogênio (LATA; MISRA, 2011; VERMA *et al.*, 2017; DEHERI *et al.*, 2020).

Vários estudos também constataram um aumento no ID com a injeção de hidrogênio no coletor de admissão (SENTHIL KUMAR; RAMESH; NAGALINGAM, 2003; DHOLE; YARASU; LATA, 2016; KUMAR; LATA; MAHTO, 2020). Por outro lado, outros autores apontam que a injeção de hidrogênio pode ter um efeito oposto ao observado neste trabalho, de modo que a variação do ID com a injeção de hidrogênio é fortemente dependente da fração de hidrogênio, da temperatura no cilindro e da carga de operação do motor (JAIN; LI; AGGARWAL, 2013; BHATTACHARYA; DATTA; WENSING, 2017; CHINTALA; SUBRAMANIAN, 2017).

Finalmente, de acordo com Poonia *et al.* (1998), uma condição comum é que o ID aumente com a elevação da quantidade de combustível gasoso presente na mistura, aplicável à maioria dos combustíveis gasosos em condições normais de operação.

Uma consequência direta do aumento no ID é que o início da combustão (SOC) ocorre de forma mais atrasada em comparação com a operação *single-fuel*. Isso está claramente demonstrado na Figura 56, que relaciona o ângulo de início da combustão com o percentual de combustível gasoso substituindo o diesel. Da Figura 56, pode-se observar que a redução na quantidade de diesel, com a adição de H₂ ou GNV, provoca um atraso no SOC, conforme esperado pelos resultados do ID.

Além do ID impactar diretamente no SOC, o fato de o motor possuir injeção eletrônica e uma ECU para gerenciar o início da injeção do combustível piloto também influencia no SOC. Quando o combustível gasoso é injetado no coletor de admissão, sem um ajuste correspondente na ECU para manter o mesmo ponto de injeção do diesel na operação *single-fuel*, a calibração da ECU tende a ajustar a quantidade e o ângulo de início da injeção do combustível piloto. Isso é feito para manter o motor dentro das condições de torque e potência especificadas, contribuindo assim para a alteração do SOC.

Além disso, é importante lembrar que, em todos os cenários de operação, o motor foi mantido nas suas condições de fábrica. Portanto, as análises realizadas consideram os efeitos da substituição direta de GNV e H₂ na operação do motor, sem otimizações específicas para esses combustíveis.

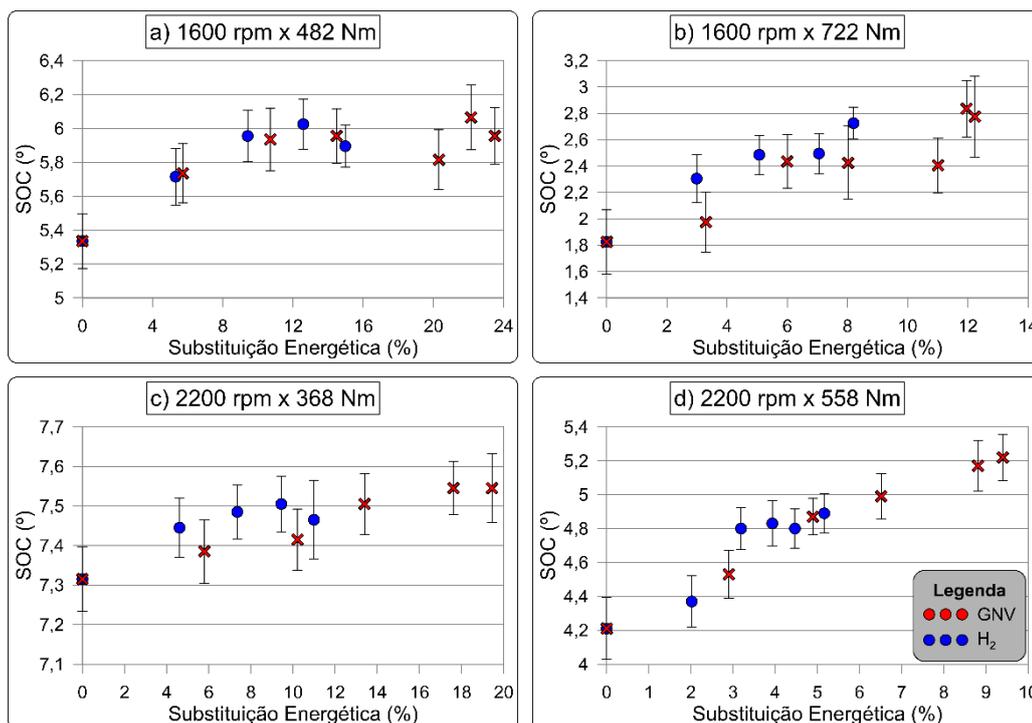


Figura 56: Ângulo de início da combustão durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Na Figura 57 são apresentados os efeitos da substituição de diesel por H₂ e GNV no ângulo de virabrequim em que ocorre a queima de 5 % da fração mássica de combustível (MFB5). De maneira similar, na Figura 58 é apresentado o MFB10, enquanto nas Figuras 59 e 60 são apresentados os MFB50 e MFB90, respectivamente.

Observa-se, nestes resultados, que o impacto do atraso no ID e no SOC também reflete no atraso da combustão geral. Tanto o MFB5 quanto o MFB10 são ligeiramente atrasados pela substituição do diesel pelos combustíveis gasosos, enquanto o MFB50 e, principalmente, o MFB90 apresentam atrasos mais significativos em relação ao cenário *single-fuel*. Além disso, assim como ocorre com o atraso do ID, verifica-se que, quanto maior a quantidade de combustível gasoso, maior o atraso nos quatro MFB analisados.

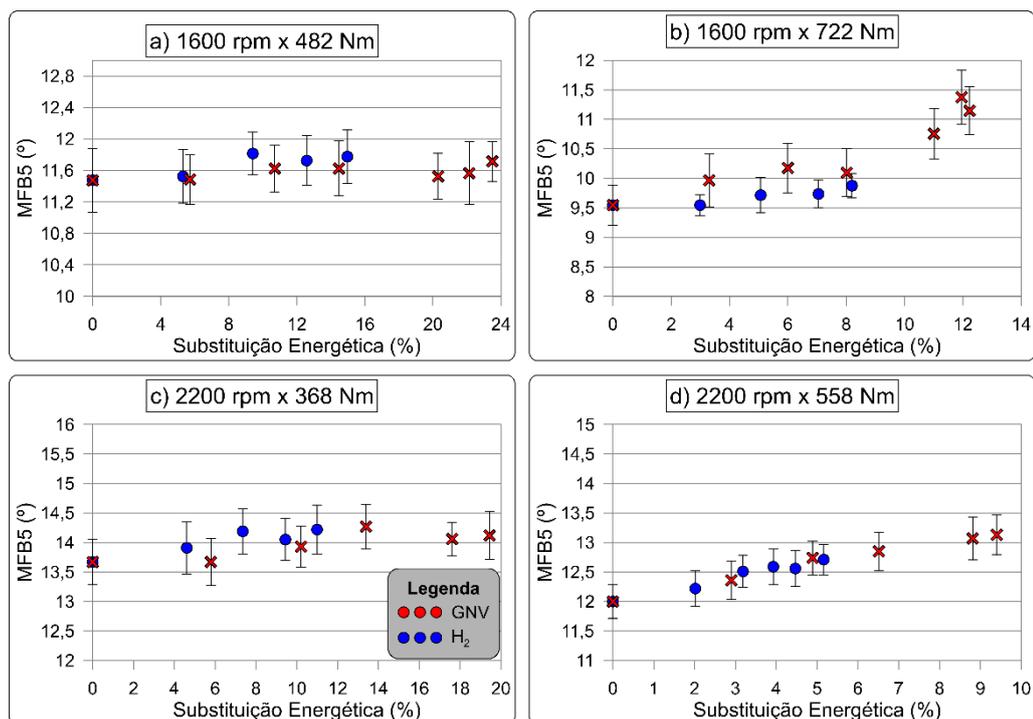


Figura 57: 5 % de fração mássica de combustível queimada durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

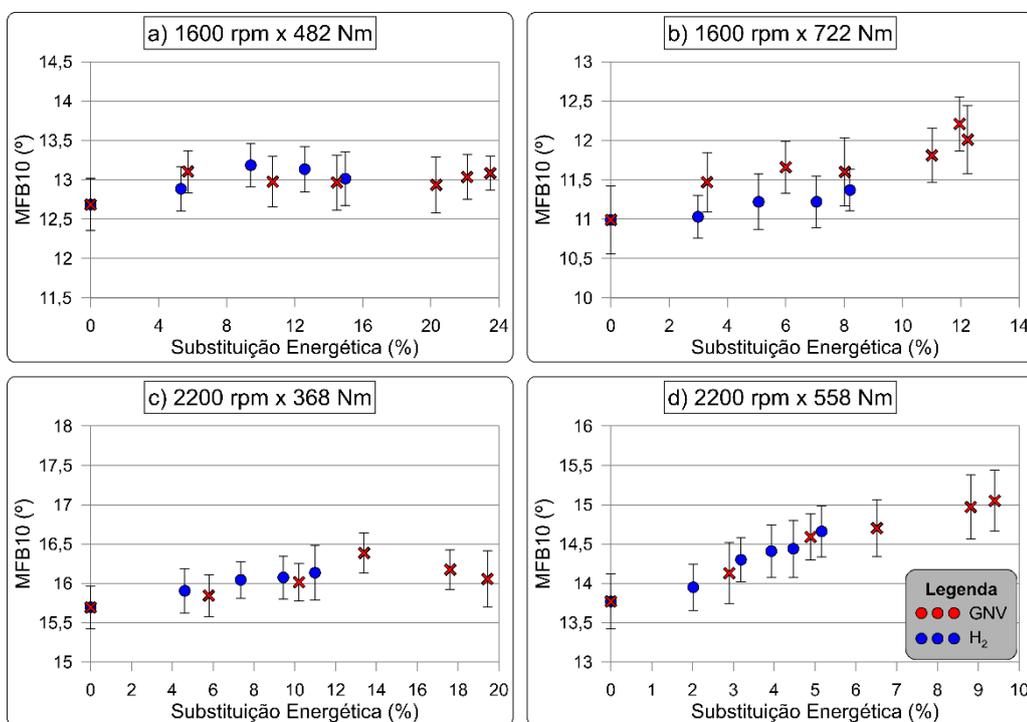


Figura 58: 10 % de fração mássica de combustível queimada na operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

O menor efeito no atraso do MFB5 e do MFB10 é uma consequência da fase de combustão pré-misturada, que, apesar de ter seu início atrasado pelo maior ID, possui uma maior taxa de liberação de calor durante essa fase no cenário *dual-fuel* em comparação com a combustão *single-fuel*. Esse aumento na taxa de liberação de calor compensa o atraso no início da combustão, resultando em uma combustão com maior liberação de energia no início da primeira fase da combustão, portanto acelerando-a (MUSTAFI; RAINE; VERHELST, 2013; OUCHIKH *et al.*, 2022).

Por outro lado, o MFB50 e o MFB90 apresentaram um atraso maior nos seus respectivos ângulos com o aumento na quantidade de combustível gasoso injetado no coletor de admissão, em comparação ao cenário de operação *single-fuel*. Em termos quantitativos de diferenças angulares, os atrasos verificados nos SOC são menores do que os atrasos nos MFB50 e MFB90 para todas as condições de substituição energética, quando se compara ponto a ponto as operações *dual-fuel* com a operação *single-fuel*.

Esses maiores atrasos no MFB50 e MFB90 podem ser explicados, primeiramente, pelo maior atraso de ignição, assim como ocorre com o MFB5 e MFB10. Neste sentido, o maior ID e o SOC indicam que a combustão teve seu início com um maior atraso, o que impacta a combustão como um todo. Além disso, o atraso no SOC faz com que a combustão se inicie em um ponto distante do PMS, o que significa que a pressão e a temperatura no interior do cilindro já são naturalmente menores, contribuindo para a redução da velocidade da combustão (PULKRABEK, 2013; FANG; OUYANG; YANG, 2017). Esse efeito de redução na velocidade da combustão é mais evidenciado para os MFB mais altos, uma vez que são os pontos em que a pressão no interior do cilindro já está mais baixa, e a adição dos combustíveis gasosos têm um impacto menor na combustão (AKCAY; YILMAZ; FEYZIOGLU, 2021).

Isto é, ao contrário da fase de combustão pré-misturada em que o combustível gasoso contribui para um aumento na velocidade, a fase de combustão difusiva é controlada pela capacidade de formação da mistura, de modo que o combustível líquido que vai sendo injetado começa a queimar à medida em que ocorre a formação da mistura. Neste ponto, a taxa de injeção e a penetração dos jatos controlam essa fase da combustão (HEYWOOD, 2018). Como o combustível gasoso substitui uma fração de diesel, a fase difusiva da combustão provavelmente está ocorrendo mais lentamente devido à redução na quantidade de diesel sendo injetado nessa fase, de modo que menores taxas de liberação de calor estariam ocorrendo durante esta etapa da combustão (MUSTAFI; RAINE; VERHELST, 2013; VIJAYARAGAVAN *et al.*, 2021).

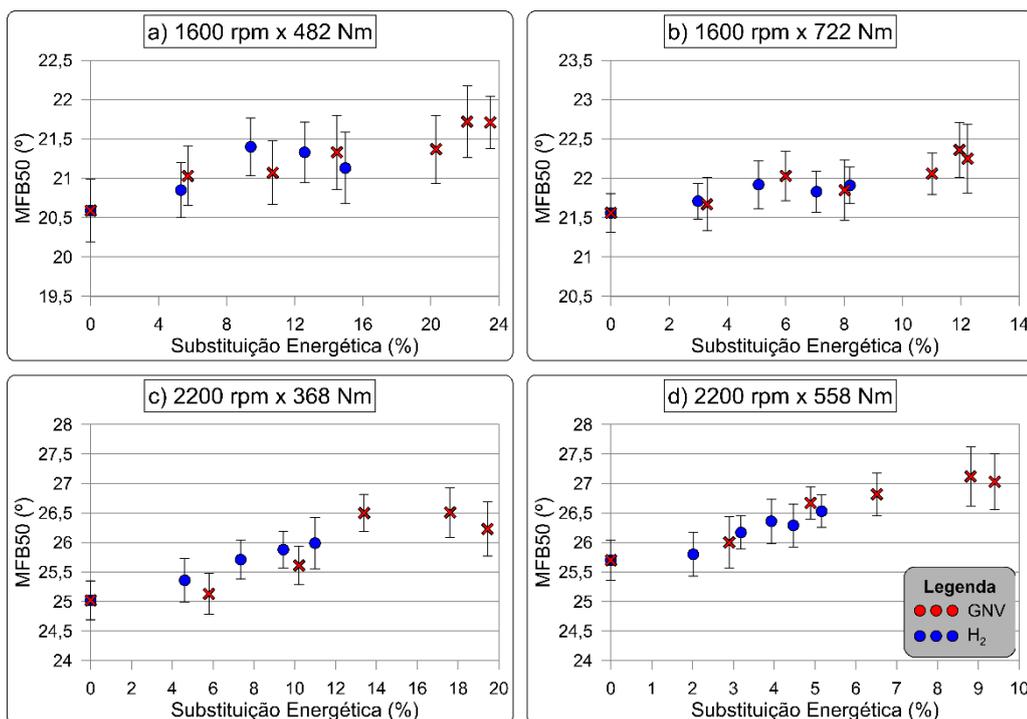


Figura 59: 50 % de fração mássica de combustível queimada na operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

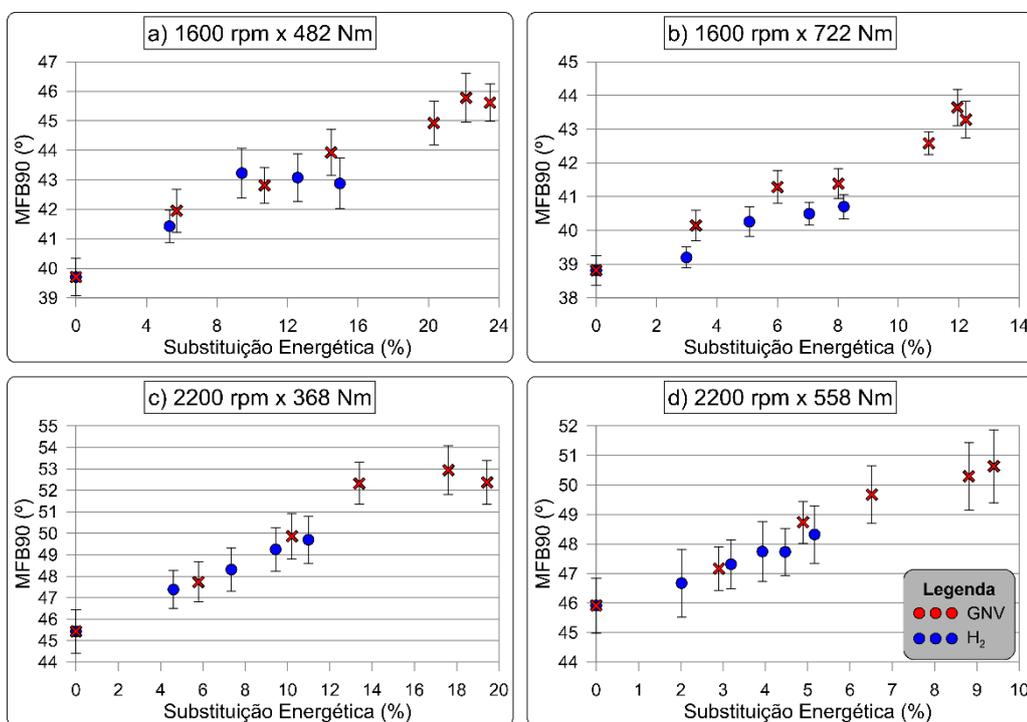


Figura 60: 90 % de fração mássica de combustível queimada na operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Observa-se, portanto, que, embora a injeção de ambos combustíveis gasosos acelere a fase de combustão pré-misturada, já que há uma diluição mais significativa deste combustível no ar, ela desacelera a fase de combustão difusiva devido à redução da quantidade de diesel injetada nesta fase, o que resulta em um aumento na duração da combustão, conforme apresentado na Figura 61.

Na Figura 61 é mostrado o efeito da substituição de diesel por GNV e hidrogênio na duração da combustão. O cálculo da duração da combustão não leva em consideração o atraso da ignição. Embora esse parâmetro claramente influencie os resultados, o cálculo considera apenas o SOC e o MFB90. Desta forma, pode-se perceber claramente como a injeção dos combustíveis gasosos aumenta a duração da combustão, isto é, desacelera a combustão. Isso evidencia que, apesar do aumento no pico da taxa de liberação de calor durante a fase de combustão pré-misturada, a duração total da combustão se alonga devido à redução da velocidade de reação na fase de combustão difusiva, causada pela menor quantidade de combustível piloto injetada nesta fase, uma vez que o combustível gasoso provavelmente é queimado no início da combustão, dada sua pequena quantidade (DIMITRIADIS *et al.*, 2020).

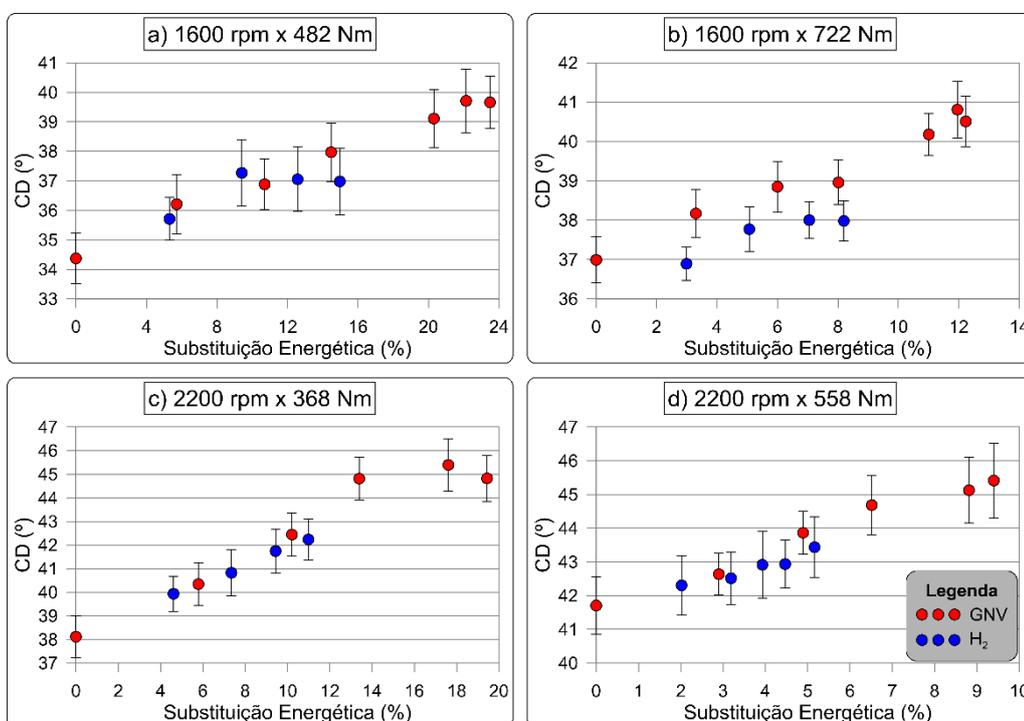


Figura 61: Duração da combustão durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Na Figura 62 é apresentada a taxa de liberação de calor máxima durante as operações em modo *dual-fuel* com GNV e hidrogênio. Como destacado anteriormente, a $AHRR_{\text{máx}}$, que ocorre durante a fase de combustão pré-misturada, é maximizada pela injeção dos combustíveis gasosos, devido à melhor mistura ar-combustível formada e ao maior atraso de ignição (MUSTAFAI; RAINE; VERHELST, 2013; RAHMAN; RAMESH, 2019). Verificou-se que, à medida que a quantidade de combustível gasoso é aumentada, o pico de AHRR também se eleva. Além disso, o maior ID verificado durante a operação *dual-fuel* favorece a evaporação do combustível piloto, resultando em uma maior quantidade de combustível misturado ao ar, o que, por sua vez, aumenta o $AHRR_{\text{máx}}$ (OUCHIKH *et al.*, 2022; PHAM *et al.*, 2022).

Observa-se também que o hidrogênio aumentou o $AHRR_{\text{máx}}$ de maneira mais significativa em comparação ao GNV. Esse maior $AHRR_{\text{máx}}$ deve-se à sua maior velocidade de chama, que permite que uma maior quantidade deste combustível seja queimada em tempo menor, intensificando a liberação de energia durante a fase de combustão pré-misturada (SARAVANAN *et al.*, 2007; KORAKIANITIS; NAMASIVAYAM; CROOKES, 2011). Todas as curvas de AHRR podem ser verificadas no Apêndice B.

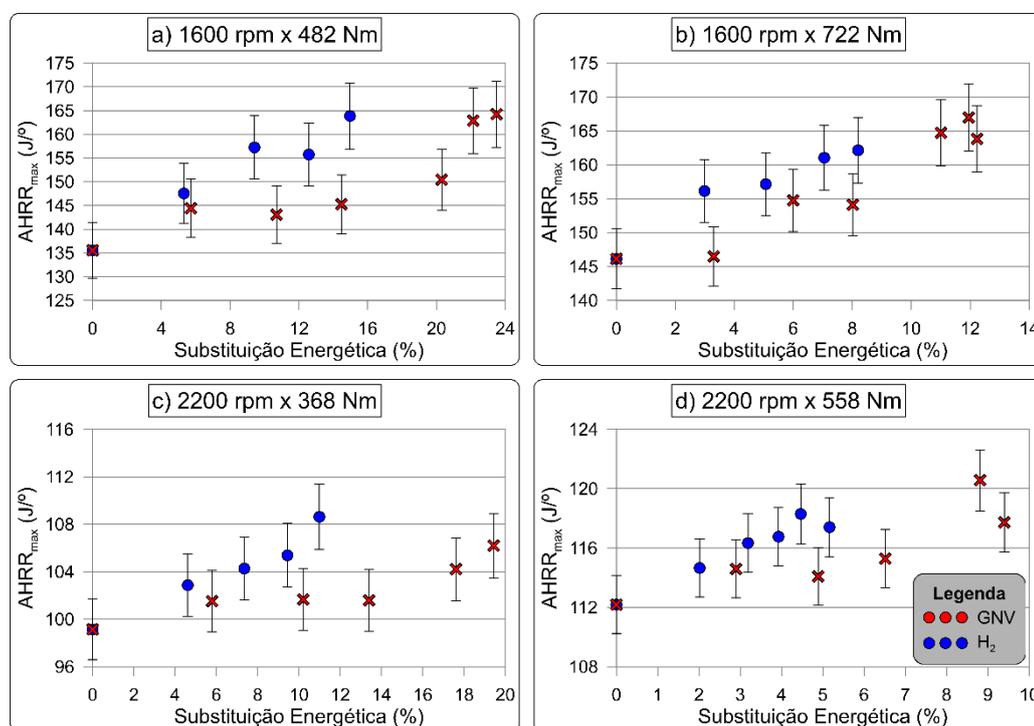


Figura 62: Taxa de liberação de calor máxima durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H_2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Apresenta-se, na Figura 63, os efeitos da substituição de diesel por hidrogênio ou GNV na temperatura máxima no interior do cilindro. Pode-se observar que o aumento da substituição energética de diesel por ambos os combustíveis gasosos eleva o pico de temperatura no interior do cilindro. Esse aumento ocorre porque estes combustíveis atrasam o ID e intensificam a liberação de calor durante a fase de combustão pré-misturada (LOUNICI *et al.*, 2014).

Além disso, verificou-se que, quanto maior o percentual energético de substituição, maior é a temperatura máxima alcançada no cilindro. Apesar disso, os valores observados durante a operação *dual-fuel* permaneceram abaixo de 1600 °C (~1900 K), nível em que a taxa de formação de NO_x térmico é mais significativa (REŞİTOGLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015).

O uso de hidrogênio elevou a temperatura de forma mais significativa do que o GNV. Esse comportamento pode ser atribuído à maior velocidade de chama do hidrogênio, à sua maior temperatura de chama adiabática, e à pressão mais elevada alcançada dentro do cilindro em comparação com a operação usando GNV (DIMITRIOU *et al.*, 2018; THIYAGARAJAN *et al.*, 2022). Todas as curvas de temperatura podem ser encontradas no Apêndice B.

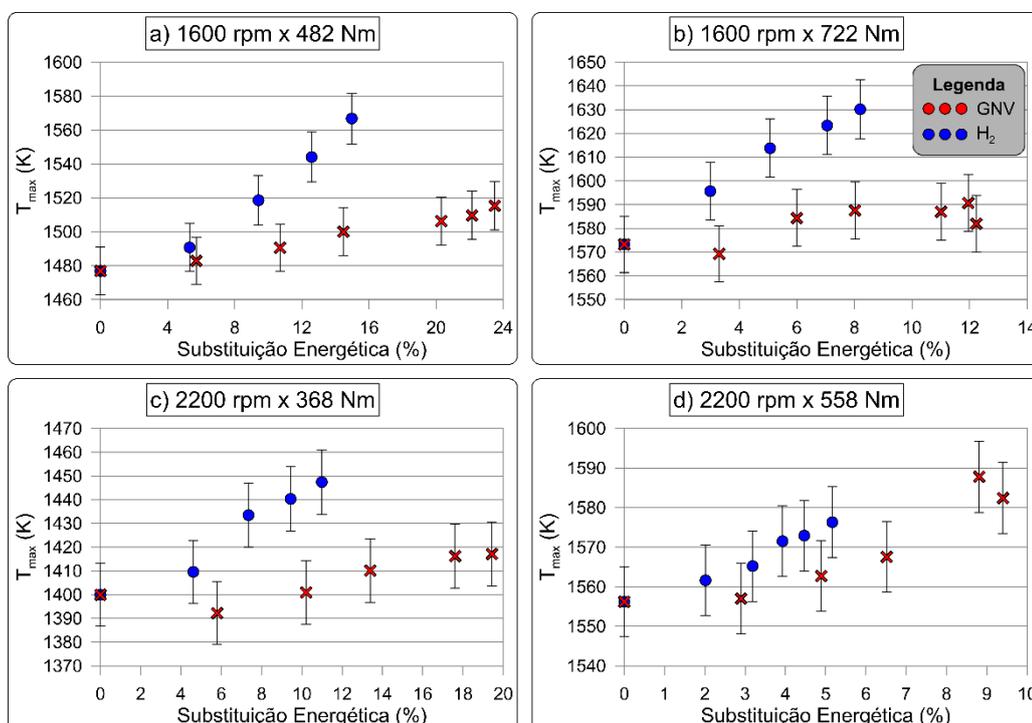


Figura 63: Temperatura máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

7.2.3 Resultados das emissões de poluentes para a operação com diesel em modo *dual-fuel*

Na Figura 64 é ilustrado o comportamento do Lambda para diferentes quantidades de GNV e hidrogênio injetadas no coletor de admissão do motor. Como pode-se observar, não houve uma variação notável nos valores de Lambda durante os testes *dual-fuel* em comparação ao *single-fuel*, indicando que o uso de diferentes combustíveis não apresentou efeito significativo no Lambda. Além disso, os valores observados foram superiores a 2 em todos os cenários, evidenciando que a operação ocorreu com mistura pobre em todas as condições analisadas. Essas constatações decorrem do fato de o motor operar com uma grande quantidade de excesso de ar.

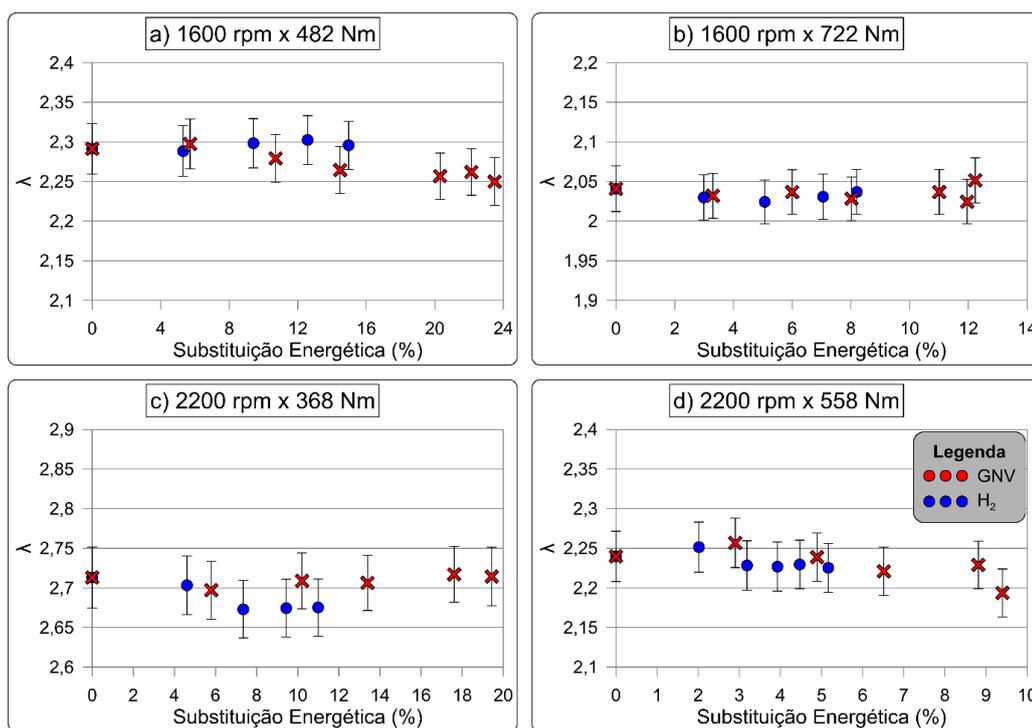


Figura 64: Lambda durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Na Figura 65 são exibidos os resultados das emissões específicas de CO₂ durante a operação do motor em modo *dual-fuel*, com o diesel como combustível piloto e alternando entre GNV e hidrogênio como combustíveis *port-fuel*.

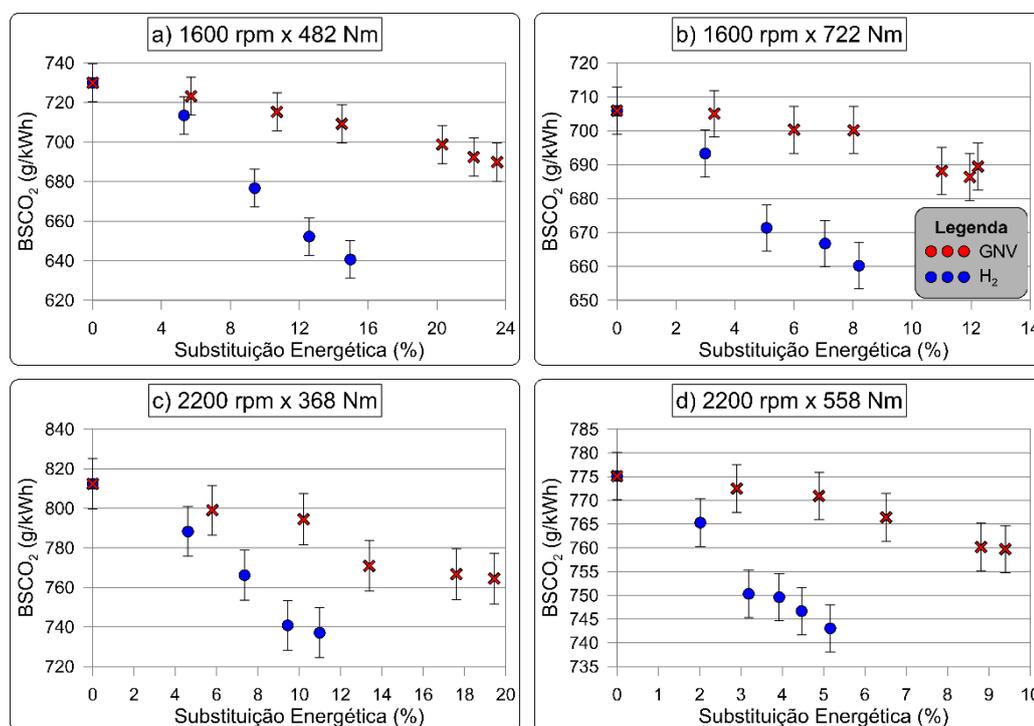


Figura 65: Emissões específicas de CO₂ durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Observa-se, pelos resultados apresentados na Figura 65, que tanto a injeção de GNV quanto de H₂ reduziram as emissões de CO₂. Ao injetar hidrogênio no coletor de admissão e, consequentemente, reduzir a injeção de diesel S10, é natural esperar uma redução considerável no BSCO₂, uma vez que o hidrogênio é totalmente isento de carbono (CASTRO; TOLEDO; AMADOR, 2019).

De maneira similar, embora em menor escala, a substituição de diesel por GNV também foi capaz de reduzir as emissões de dióxido de carbono. A composição de hidrocarbonetos do GNV justifica essa menor redução nas emissões em comparação com o H₂. Em comparação à operação com diesel puro, a redução do BSCO₂ durante a operação *dual-fuel* com GNV pode

ser atribuída ao maior PCI do combustível gasoso e à sua maior relação H/C (HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017).

Na Figura 66 são apresentados os resultados de BSCO para a operação do motor em modo *dual-fuel* com diesel e com os dois combustíveis gasosos analisados, enquanto na Figura 67 são exibidos os resultados das emissões específicas de HC.

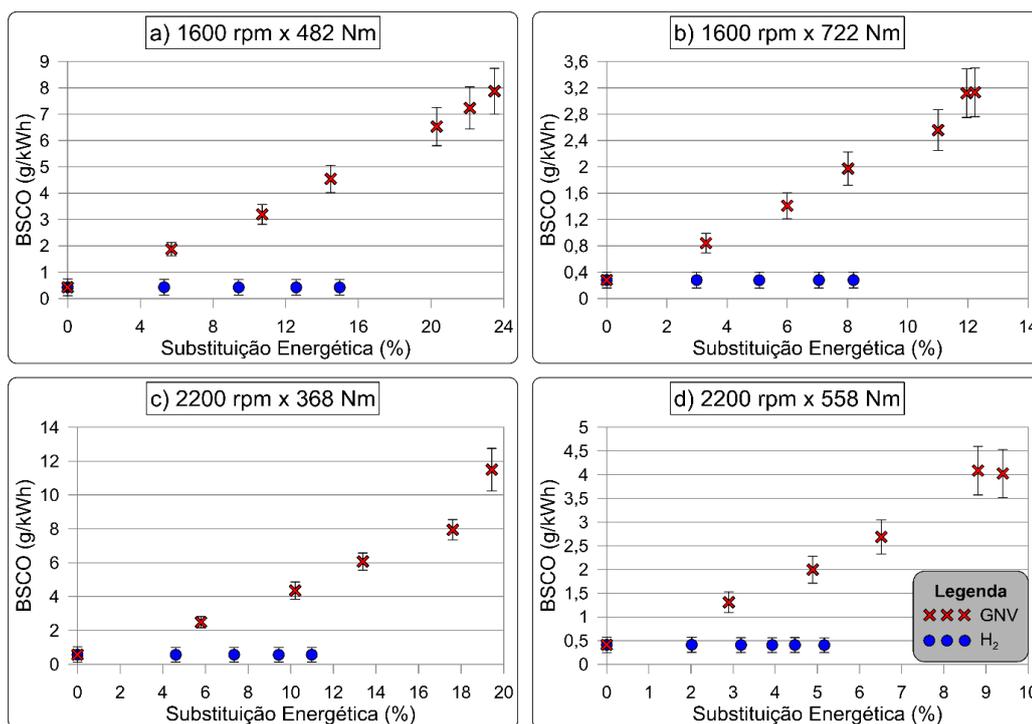


Figura 66: Emissões específicas de CO durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Como pode-se observar, a injeção de hidrogênio praticamente não afeta as emissões de monóxido de carbono e hidrocarbonetos não-queimados. Como estes poluentes resultam da combustão incompleta dos hidrocarbonetos, eles não são esperados na combustão incompleta do hidrogênio. Por outro lado, uma piora na combustão devido à injeção de H₂ poderia fazer com que o combustível piloto fosse responsável por um eventual aumento nas emissões destes poluentes. Neste sentido, pode-se entender que a hidrogênio não piorou a combustão no NEF67, mantendo o BSCO e o BSHC em níveis similares aos observados durante a operação com diesel puro.

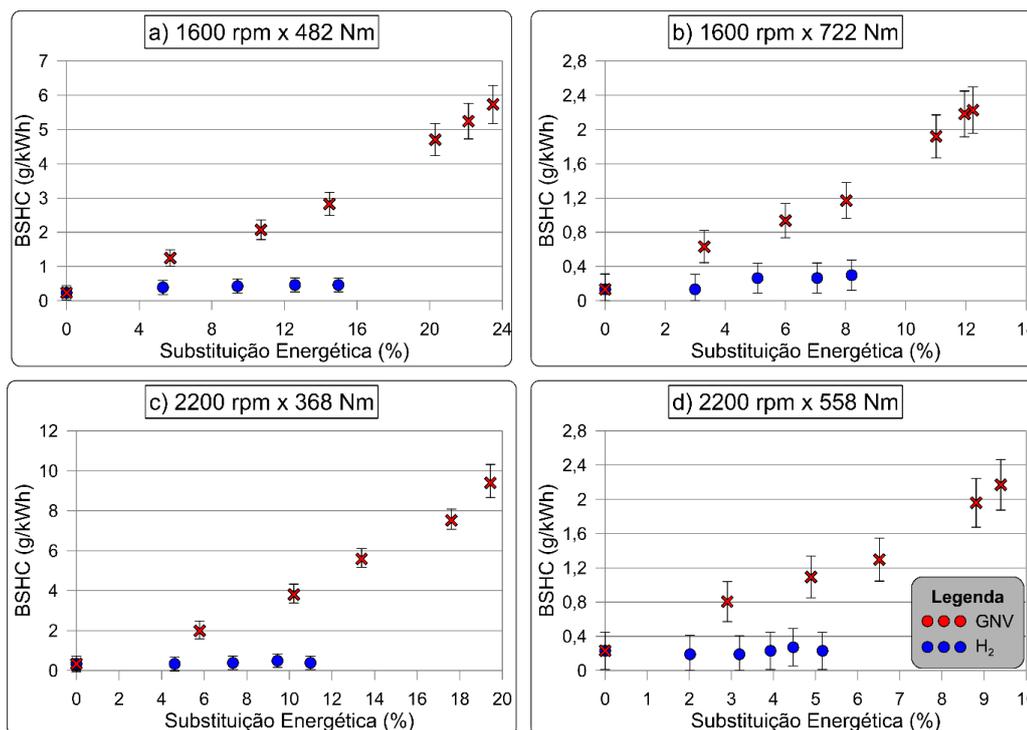


Figura 67: Emissões específicas de HC durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Por outro lado, a injeção *port-fuel* de GNV resultou em um aumento do BSCO e o BSHC em todos os quatros pontos do ciclo NRSC. Esse aumento nas emissões destes dois poluentes podem estar associados à uma piora na combustão durante a operação *dual-fuel* com GNV (DEHERI *et al.*, 2020). Essa piora seria uma consequência de o motor não ter sido projetado e calibrado para operar nestas condições, de modo que ajustes nos parâmetros de injeção do diesel poderiam impactar nas emissões destes poluentes (SARAVANAN *et al.*, 2007; OUCHIKH *et al.*, 2022).. Além disso, um problema na formação da mistura também tem influência significativa no aumento das emissões destes poluentes, uma vez que as características construtivas dos motores diesel e a injeção *port-fuel* de combustível gasoso não favorecem a formação e a admissão de uma mistura homogênea e adequada para proporcionar uma combustão completa.

Na Figura 68 são apresentadas as emissões específicas de NO_x medidas durante a operação do motor com diesel em modo *dual-fuel*. Observa-se que o BSNO_x foi reduzido para os dois combustíveis gasosos.

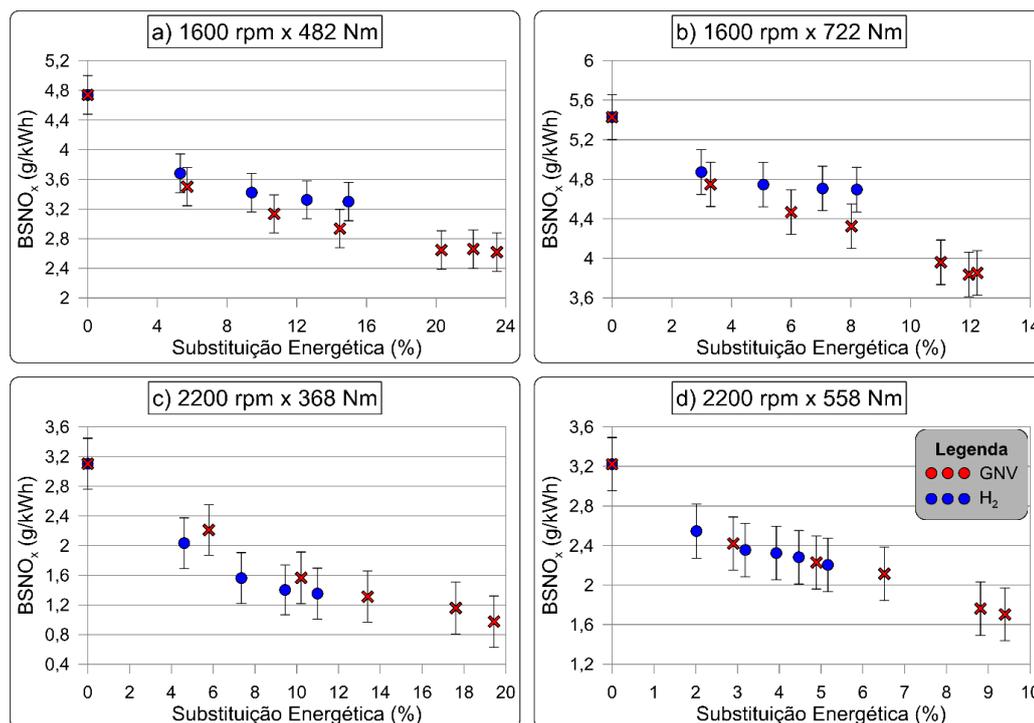


Figura 68: Emissões específicas de NO_x durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Para a operação com GNV, diversos autores relataram resultados semelhantes (IBRAHIM; BARI, 2008; MUSTAFI; RAINE; VERHELST, 2013; LOUNICI *et al.*, 2014). Essa redução nas emissões de NO_x pode ser atribuída ao aumento do ID durante a operação *dual-fuel*, o que promove a formação de uma mistura mais homogênea entre o combustível piloto e o ar (PEDROZO, 2017). Além disso, apesar de os resultados indicarem um aumento na temperatura máxima no interior do cilindro (como mostrado na Figura 63), a substituição parcial do diesel pelo GNV reduz a quantidade de combustível piloto injetada, tornando a mistura na região do spray mais pobre em comparação à operação *single-fuel*, o que diminui as regiões de altas temperaturas, restringindo-as em pequenas zonas no interior do cilindro (PEDROZO, 2017).

A injeção de hidrogênio, por sua vez, é frequentemente associada ao aumento no BSNO_x devido ao seu elevado poder calorífico, elevada temperatura de chama adiabática e rápida velocidade de propagação de chama (WHITE; STEEPER; LUTZ, 2006; CHIRIAC; APOSTOLESCU, 2013; VIJAYARAGAVAN *et al.*, 2021). No entanto, uma redução nas emissões desse poluente foi observada com o aumento da quantidade de hidrogênio injetado, o

que pode ser atribuído ao fato de o motor operar com mistura pobre (como será discutido nos resultados de Lambda).

Os resultados de Lambda (Figura 64) obtidos nos quatro pontos do ciclo indicam valores sempre maior que 2, o que indica uma relação de equivalência inferior a 0,5, caracterizando uma combustão com mistura bastante pobre. White *et al.* (2006) afirmam que uma relação de equivalência inferior a 0,5 é uma das principais estratégias para reduzir as emissões de NO_x durante a operação com H₂. Além disso, Karagöz *et al.* (2016) destaca que o percentual de hidrogênio exerce um efeito significativo nas emissões de NO_x, sugerindo que substituições energéticas maiores do que as realizadas neste trabalho poderiam alterar a tendência observada nos resultados. Assim, o alto valor de Lambda, a formação de uma mistura mais homogênea e a redução da quantidade de combustível piloto, como mencionado anteriormente para o GNV, contribuem para a redução do BSNO_x mesmo durante a operação com H₂.

Além disso, é importante ressaltar que, embora muitos autores relatem um aumento nas emissões de NO_x com o uso de hidrogênio, outros pesquisadores, como Pan *et al.* (2014), Lounici *et al.* (2014) e Ouchikh *et al.* (2022), observaram reduções nas emissões de NO_x em seus testes experimentais, resultados análogos aos verificados neste trabalho.

São apresentados, na Figura 69, os resultados de BSPM obtidos durante os testes com diesel em modo *dual-fuel* com GNV e hidrogênio. Em geral, a operação do motor com uma menor parcela de diesel e uma maior quantidade (em base energética) de um hidrocarboneto mais leve, como o GNV, contribui para a redução nas emissões de material particulado (BORETTI, 2019). De forma similar, o hidrogênio, totalmente isento de carbono, também possibilita uma redução nas emissões deste poluente (CHINTALA; SUBRAMANIAN, 2017).

Como pode-se observar, as emissões de material particulado se mantiveram em níveis muito baixos em todos os pontos testados. Para efeito de comparação, o limite máximo de BSPM que um motor pode emitir durante os ensaios no ciclo NRSC para ser homologado no Brasil é de 0,2 g/kWh, muito superior aos resultados observados neste estudo.

Embora o diesel seja o principal responsável pelas emissões de material particulado, a redução da sua quantidade injetada não resultou em uma diminuição significativa desse poluente. Isso pode ser atribuído às próprias características do motor, que opera com um excesso de ar bastante elevado, evitando a formação de uma mistura rica, que é a principal

responsável por dar origem ao particulado (TREE; SVENSSON, 2007). Em outras palavras, o motor já trabalha em condições que não favorecem a formação de MP.

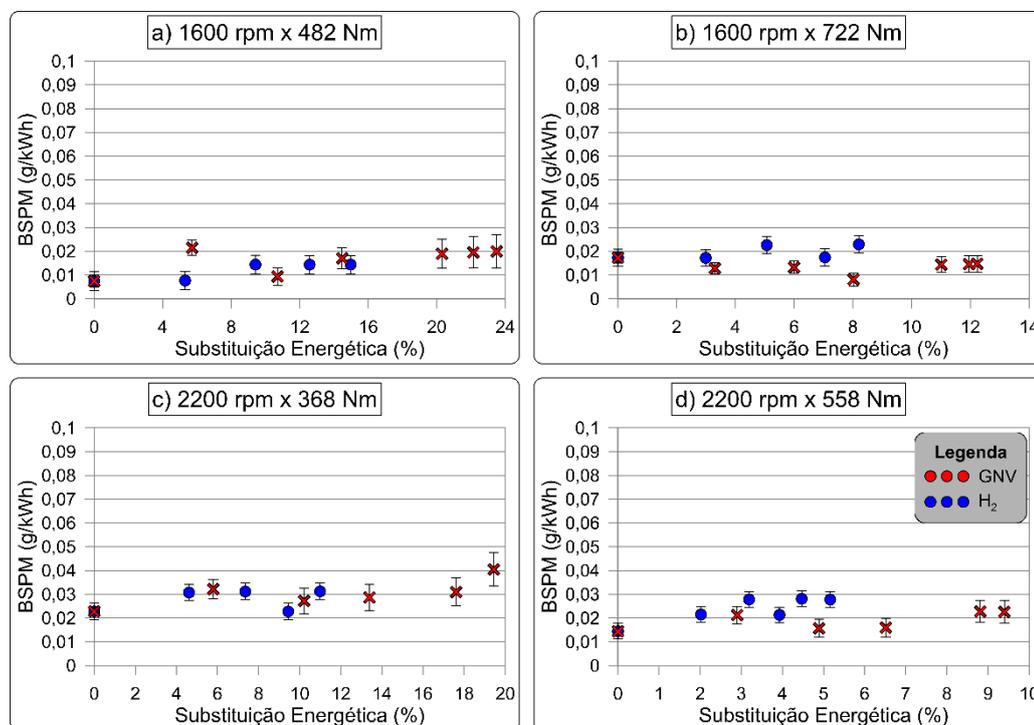


Figura 69: Emissões específicas de MP durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Neste contexto, a literatura indica que a formação de material particulado ocorre principalmente nas proximidades do spray do combustível piloto, onde a queima começa em uma condição ligeiramente menos pobre e com temperatura relativamente baixa. Entretanto, mesmo com a substituição do diesel por GNV e hidrogênio, não houve variações significativas nas emissões de MP, já que as condições de operação do motor já são intrinsecamente desfavoráveis à formação desse poluente e os resultados já se encontram em níveis bastante reduzidos.

7.2.4 Análise de eficiência e desempenho

Apresenta-se, na Figura 70, a eficiência da combustão calculada durante as operações *dual-fuel* de diesel com injeção *port-fuel* de GNV e hidrogênio. Os resultados demonstram uma deterioração significativa na eficiência da combustão com a injeção de GNV, sendo essa deterioração proporcional à quantidade de GNV injetado. Por outro lado, na operação com hidrogênio, a eficiência da combustão se manteve em níveis elevados, praticamente inalterados em relação à operação convencional.

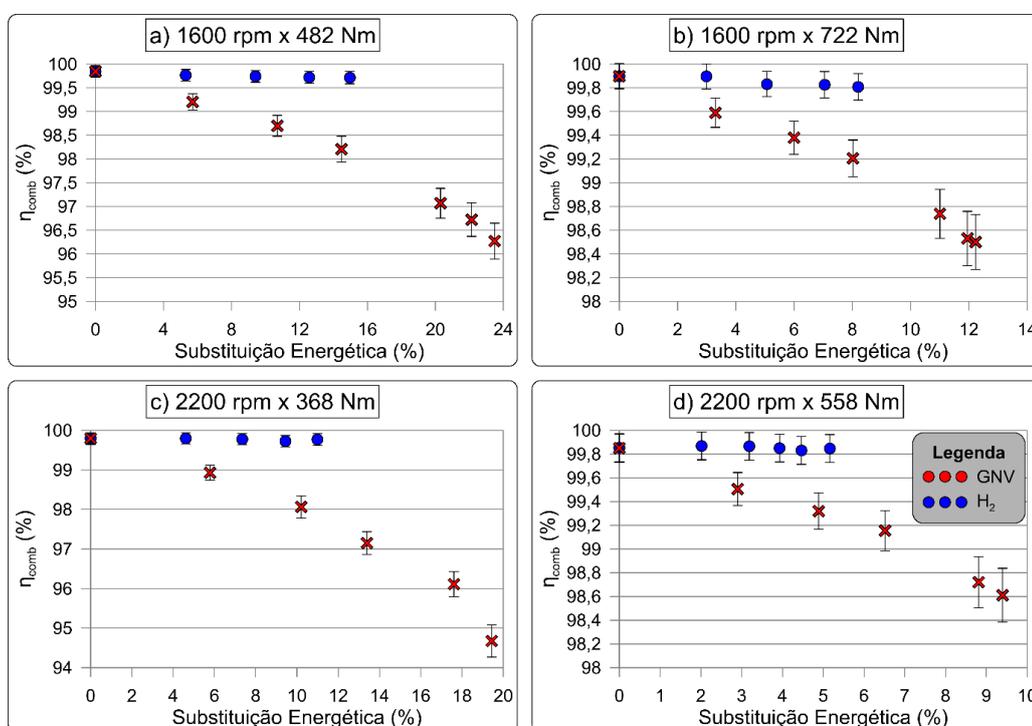


Figura 70: Eficiência de combustão durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

A redução na eficiência de combustão associada à injeção de GNV ocorre devido à piora na qualidade da combustão, resultando no aumento das emissões de monóxido de carbono e hidrocarbonetos não queimados, já discutidas anteriormente. Embora o aumento no atraso de ignição permita uma mistura mais homogênea, o que poderia potencialmente aumentar a eficiência da combustão (KORAKIANITIS; NAMASIVAYAM; CROOKES, 2011), o efeito

do atraso no SOC, que reduz da velocidade da combustão, e a piora na formação da mistura acabam provocando a queda na eficiência da combustão durante a operação com GNV.

Em contraste, essa deterioração na qualidade da combustão não foi observada na operação com hidrogênio. Vale ressaltar, entretanto, que, como o hidrogênio é isento de carbono, uma eventual presença de H_2 não queimado nos gases de exaustão poderia impactar a eficiência da combustão. Contudo, o medidor de gases PC-Multigás não é capaz de detectar esse componente. Além disso, Gatts *et al.* (2010) destacam que a eficiência da combustão do hidrogênio em motores de ignição por compressão é fortemente dependente da carga de operação. Apesar dessas considerações, Bakar *et al.* (2022) ressaltam que umas das grandes vantagens do uso de hidrogênio em motores *dual-fuel* é sua elevada eficiência de combustão.

Na Figura 71 são apresentados os resultados de eficiência de conversão de combustível durante as operações de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e com hidrogênio. Já na Figura 72, são exibidos os resultados do consumo energético específico.

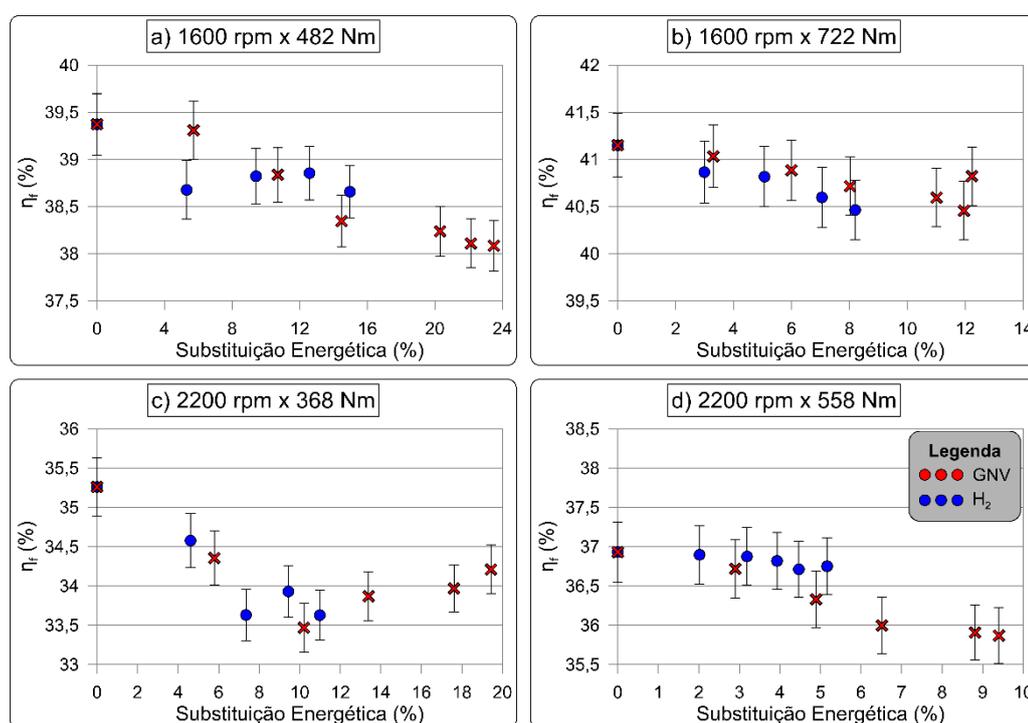


Figura 71: Eficiência de conversão de combustível durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H_2 – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Observa-se que a operação em modo *dual-fuel* reduziu a eficiência do motor e aumentou o consumo energético em cada ponto de teste do ciclo. Esses resultados decorrem da não otimização dos parâmetros de injeção durante a operação *dual-fuel*, uma vez que a injeção de GNV e hidrogênio altera diversos parâmetros da combustão, como o ID e o SOC (KARAGÖZ *et al.*, 2016).

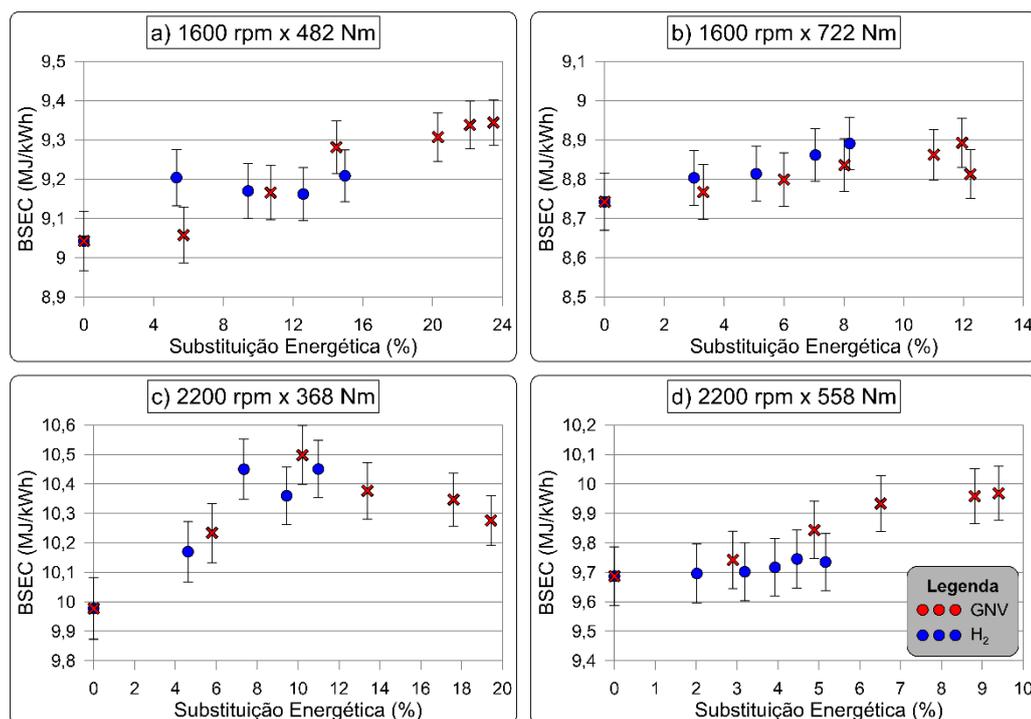


Figura 72: Consumo energético específico durante a operação de diesel em modo *dual-fuel* com GNV e H₂ – (a) 1600 rpm x 482 Nm; (b) 1600 rpm x 722 Nm; (c) 2200 rpm x 368 Nm; (d) 2200 rpm x 558 Nm

Fonte: autor

Dado que os resultados obtidos na combustão, mesmo em operação *dual-fuel*, dependem fortemente dos parâmetros definidos na calibração do motor, espera-se que uma adequação destes parâmetros para se adaptar aos combustíveis gasosos poderia melhorar a eficiência e reduzir o BSEC (SARAVANAN; NAGARAJAN; SAMPATH, 2014). No entanto, a calibração do motor para substituições energéticas variáveis seria um desafio para a indústria automotiva. Nesse contexto, para operação comercial em modo *dual-fuel*, algumas alternativas deveriam ser debatidas e desenvolvidas. Uma possibilidade seria definir condições fixas de substituição energética e otimizar o motor para essas condições específicas. Isso seria particularmente vantajoso para a geração elétrica, onde motores operam em condições de rotação constantes.

No caso de veículos pesados equipados com o motor NEF 67, uma opção interessante para resolver esses problemas seria otimizar a injeção de combustível piloto e de injeção *port-fuel* nas condições mais comuns de operação do veículo, visando maximizar a eficiência nestes cenários. Essa opção permitiria, inclusive, compor cenários de operação *dual-fuel* e *single-fuel*. Outra hipótese, considerando maiores investimentos por parte dos fabricantes, seria desenvolver redes neurais para monitorar torque, rotação e consumo diretamente da ECU, e ajustar os parâmetros de injeção do combustível piloto para se adaptar ao combustível gasoso injetado. Apesar desta alternativa exigir um maior desenvolvimento tecnológico, ela permitiria uma grande flexibilidade de combustíveis *port-fuel*, inclusive líquidos, como etanol. Essa flexibilidade aumentaria significativamente os cenários de operação, tornando o motor adaptável a diferentes combustíveis e condições de uso.

7.3 Resultados da 3ª etapa de testes

Nesta seção, serão discutidos os resultados da terceira etapa de testes experimentais, focada na operação do motor com HVO em modo *dual-fuel* com GNV e hidrogênio. Os testes foram realizados apenas nos dois pontos do ciclo NRSC onde foi possível alcançar as maiores taxas de substituição de diesel por combustíveis gasosos durante a segunda etapa. A opção por testar em apenas dois pontos decorreu da limitada quantidade de HVO disponível, já que esse combustível não é comercialmente acessível no Brasil e foi necessário importá-lo para a realização das atividades desta tese.

Ao selecionar os pontos com as maiores substituições energéticas, é possível conduzir uma análise mais detalhada dos efeitos do uso dos combustíveis gasosos na operação *dual-fuel* com HVO. Neste sentido, os pontos escolhidos para os testes foram os pontos 3 (1600 rpm x 482 Nm) e 7 (2200 rpm x 368 Nm) do ciclo NRSC. Além disso, os gráficos desta seção apresentarão novamente os resultados da operação *dual-fuel* de diesel nestes mesmos pontos, permitindo uma comparação entre os dois combustíveis pilotos durante a operação *dual-fuel*.

A Figura 73 apresenta as curvas de pressão, temperatura, taxa de liberação aparente de calor e taxa de liberação de calor aparente acumulada obtidas durante a operação do motor na condição de 1600 rpm x 482 Nm (ponto 7 do ciclo NRSC). Essas curvas foram obtidas durante a operação em modo *dual-fuel*, utilizando diesel e HVO como combustíveis piloto e para os

valores máximos das injeções de GNV e H₂. Todas essas curvas para os outros pontos em modo *dual-fuel* com HVO podem ser consultados no Apêndice B.

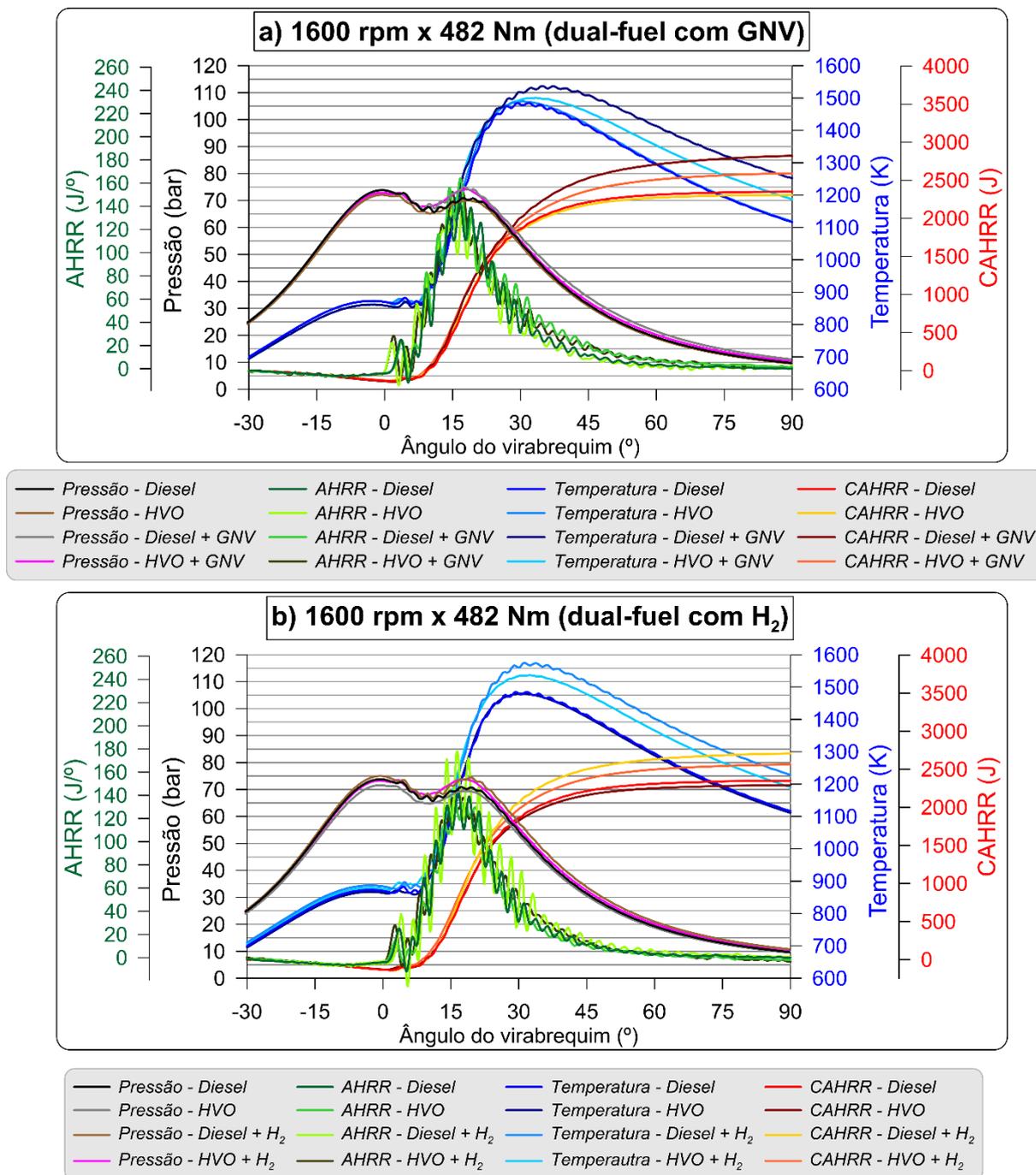


Figura 73: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com HVO e diesel como combustíveis piloto e injeções de combustíveis gasosos, na condição de 1600 rpm x 468 Nm – (a) GNV; (b) H₂

Fonte: autor

É importante observar que não é adequado utilizar a Figura 73 para comparar diretamente os resultados da operação da injeção de GNV com os da operação durante a injeção de hidrogênio, uma vez que as substituições percentuais energéticas não são as mesmas nos dois cenários. Assim, esta figura permite comparar a operação *single-fuel* com a operação *dual-fuel* com máxima substituição energética para os combustíveis utilizados.

As curvas de pressão, temperatura, AHRR e CAHRR serviram como base para as análises apresentadas nas seções 7.3.1 e 7.3.2, e possibilitam uma comparação interessante no que diz respeito à injeção dos combustíveis gasosos para a operação com diesel e HVO como combustíveis piloto. Todas essas curvas para os outros pontos em modo *dual-fuel* com HVO podem ser consultados no Apêndice B.

Por fim, vale destacar que já foi realizada uma discussão detalhada sobre os efeitos do uso de GNV e hidrogênio em motores de ignição por compressão operando com diesel como combustível piloto, assim como uma comparação entre as operações *single-fuel* de diesel e HVO. Para evitar redundâncias, esta seção focará apenas na comparação entre os dois combustíveis pilotos em modo *dual-fuel*, aprofundando-se apenas em aspectos ainda não discutidos nas seções anteriores e limitando a discussão apenas nas análises que forem mais pertinentes.

7.3.1 Análise comparativa dos parâmetros de pressão

Na Figura 74 são apresentados os resultados da pressão no interior do cilindro durante os testes experimentais de diesel e HVO em modo *dual-fuel*, utilizando GNV e hidrogênio como combustíveis injetados no coletor de admissão do motor. Assim como observado para o diesel, o uso de HVO em modo *dual-fuel* também levou a um aumento na $P_{\text{máx}}$. Além disso, durante a operação em modo *dual-fuel*, o aumento da pressão foi bastante similar tanto para o diesel quanto para o HVO. Em média, durante a operação com HVO, a pressão aumentou cerca de 0,11 % para cada 1 % de substituição pelo combustível gasoso, enquanto para o diesel o aumento foi de 0,10 %. Esses resultados indicam que não há grandes diferenças na operação *dual-fuel* para os dois combustíveis piloto no que diz respeito ao pico de pressão no interior do cilindro, além daquelas já observadas na operação *single-fuel*.

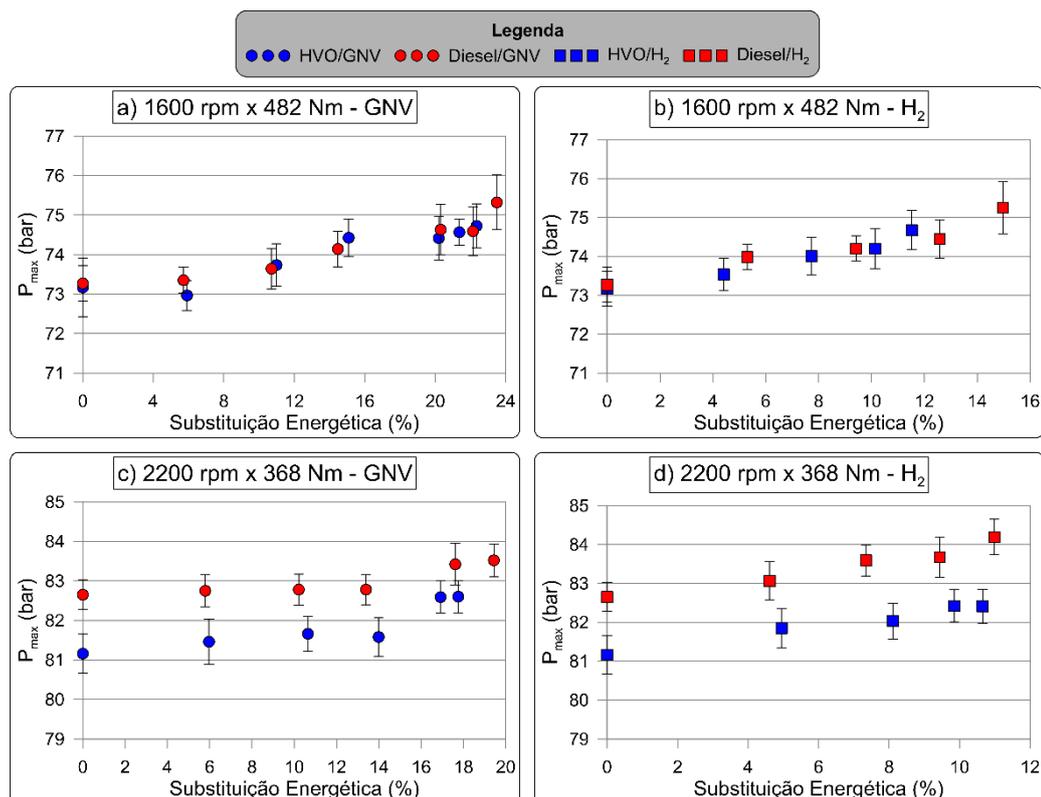


Figura 74: Pressão máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Na Figura 75 são exibidos os resultados da taxa de aumento de pressão durante a operação do HVO em modo *dual-fuel* com GNV e hidrogênio, comparando estes resultados com os do diesel nas mesmas condições. Praticamente não houve nenhuma diferença na PRR_{\max} ao substituir de HVO pelos combustíveis gasosos, assim como já discutido anteriormente para o diesel. Além disso, a PRR_{\max} observada durante a operação *single-fuel* com HVO, em comparação ao diesel, permaneceu praticamente inalterada na operação *dual-fuel*, sem grandes diferenças nas tendências das curvas dos dois combustíveis piloto quando substituídos pelos combustíveis gasosos.

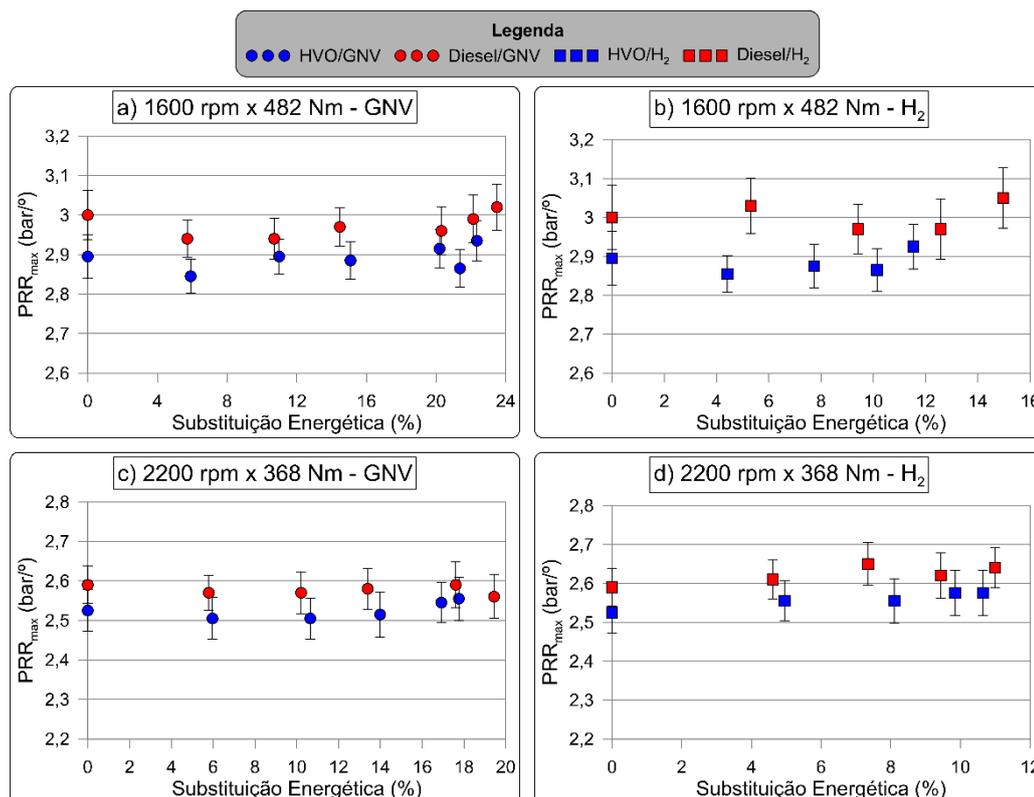


Figura 75: Taxa de aumento de pressão máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm; - GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

São apresentados, na Figura 76, os resultados de IMEP para a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* nos pontos 3 e 7 do ciclo NRSC, considerando a substituição energética destes combustíveis piloto por GNV ou hidrogênio. Observa-se que a injeção *port-fuel* de ambos os combustíveis gasosos resultou no aumento do IMEP, tanto para o HVO quanto para o diesel.

Enquanto a operação com HVO apresentou um aumento médio no IMEP de 0,56 % para cada 1 % de substituição energética, a operação com diesel apresentou um valor ligeiramente superior, de 0,69 %. Esse menor aumento no IMEP do HVO em modo *dual-fuel* com ambos os combustíveis gasosos pode ser atribuído ao maior número de cetano do biocombustível, o que reduz o atraso de ignição e resulta em um início de combustão mais suave, pois uma menor quantidade de combustível piloto foi injetada no cilindro no momento da ignição. Esse comportamento gera um pico de pressão ligeiramente menor para o HVO e, conseqüentemente, um IMEP menor para o HVO *dual-fuel* em comparação ao diesel em modo *dual-fuel*.

Vale ressaltar, como já discutido, que o aumento do IMEP sem uma variação correspondente na potência produzida é consequência do aumento das perdas por fricção e da energia demandada pelos equipamentos auxiliares durante a operação *dual-fuel*.

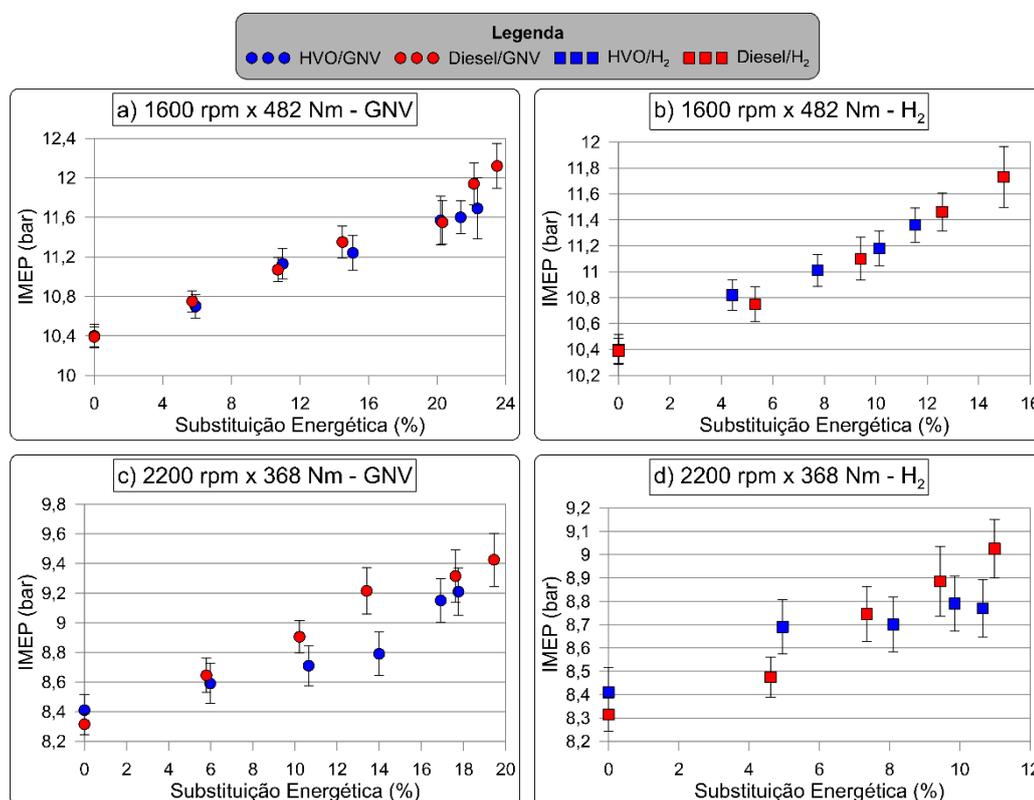


Figura 76: IMEP durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Na Figura 77 são apresentados os resultados para a COV_{IMEP} durante a operação do motor em modo *dual-fuel* com diesel e HVO e com injeções de GNV e hidrogênio. Pode-se observar que, em geral, a injeção dos combustíveis gasosos favorece um ligeiro aumento da COV_{IMEP} . Por outro lado, o aumento observado foi bem pequeno e, em todos os cenários, a covariância do IMEP se manteve com valores inferiores a 3 %, que foi definido como um dos critérios para garantir a estabilidade de operação do motor e a baixa variabilidade cíclica. Além disso, os resultados não indicam diferenças significativas entre os diferentes cenários avaliados, indicando que o motor foi capaz de operar de maneira satisfatória para diferentes combinações de combustíveis.

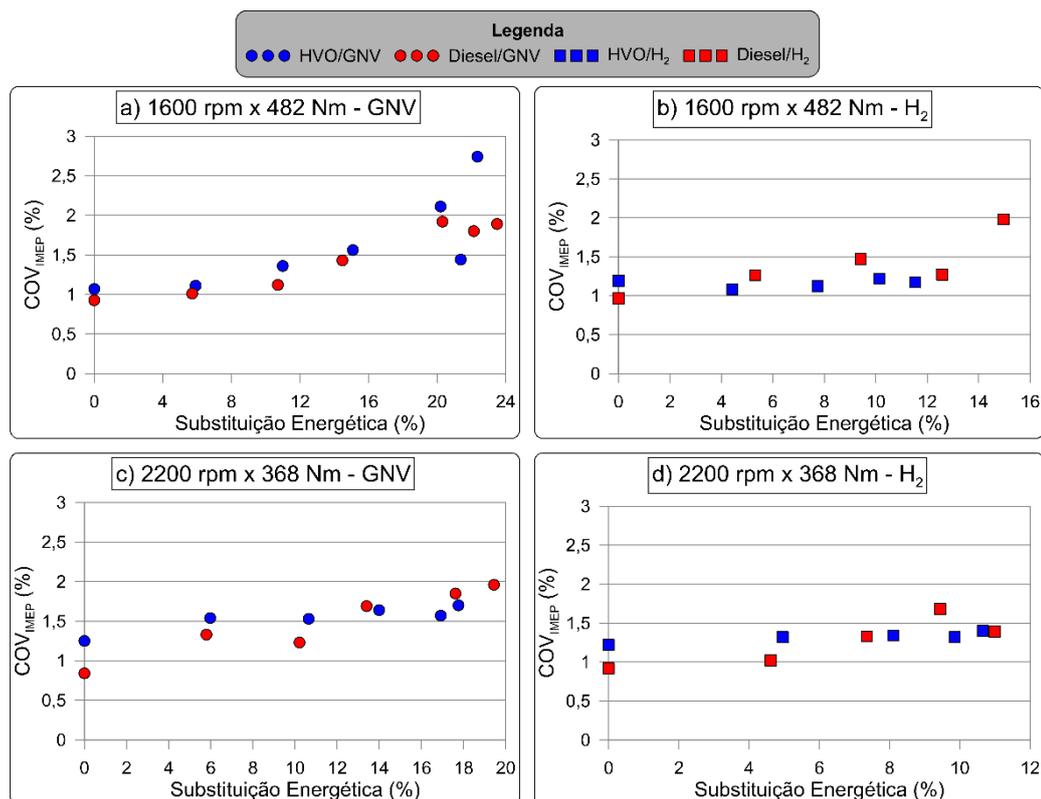


Figura 77: COV_{IMEP} durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

7.3.2 Análise dos parâmetros da combustão

Na Figura 78 são apresentados os resultados do atraso de ignição da operação de HVO em modo *dual-fuel* com GNV e H₂, além dos resultados dos mesmos testes com diesel como combustível piloto. Observa-se que a substituição do HVO por qualquer um dos combustíveis gasosos aumenta o atraso de ignição, de forma similar ao discutido anteriormente para o diesel.

Em comparação à operação com diesel, o aumento do atraso de ignição ao utilizar o HVO em modo *dual-fuel* com GNV foi bastante significativo. No caso do HVO em modo *dual-fuel* com GNV, o aumento percentual médio no ID foi de 0,87 % para cada 1% de substituição energética, enquanto, para o diesel com GNV, esse aumento foi de 0,33 %. Já na operação com hidrogênio, o aumento percentual médio no ID durante o uso do HVO foi de 0,41 %, contra 0,37 % para o diesel.

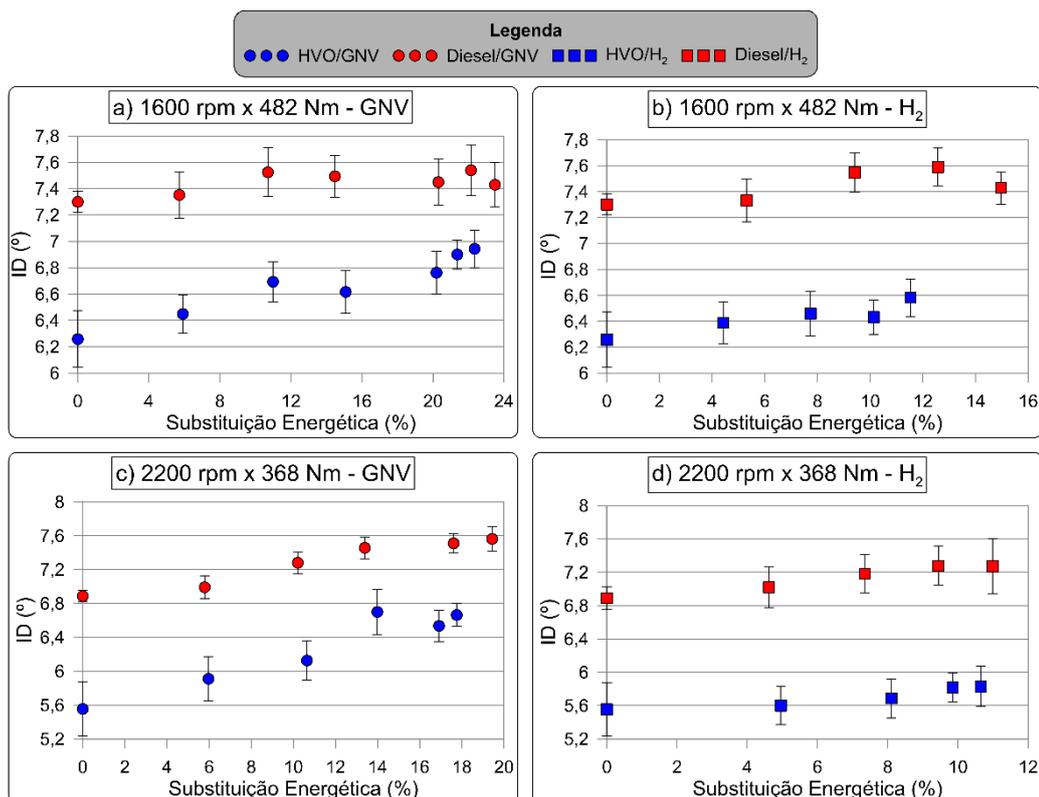


Figura 78: Atraso de ignição durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Esses resultados indicam que a operação em modo *dual-fuel* com HVO foi mais impactada pela injeção do combustível gasoso no que diz respeito à variação do atraso de ignição, especialmente durante a operação com GNV. Essa maior variação está provavelmente associada ao número de cetano do HVO, que é maior que o do diesel. Por ter naturalmente um atraso de ignição mais curto, o HVO foi mais afetado ao ter sua quantidade mássica reduzida pela presença do combustível gasoso.

Apresenta-se, na Figura 79, os resultados do ângulo de início da combustão para a operação *dual-fuel* com HVO e diesel como combustíveis piloto, e GNV e hidrogênio como combustíveis injetados no coletor de admissão do motor. Seguindo a mesma tendência observada para o atraso de ignição, o início da combustão sofre um atraso, em termos de ângulo do virabrequim, quando o combustível gasoso é injetado no coletor de admissão.

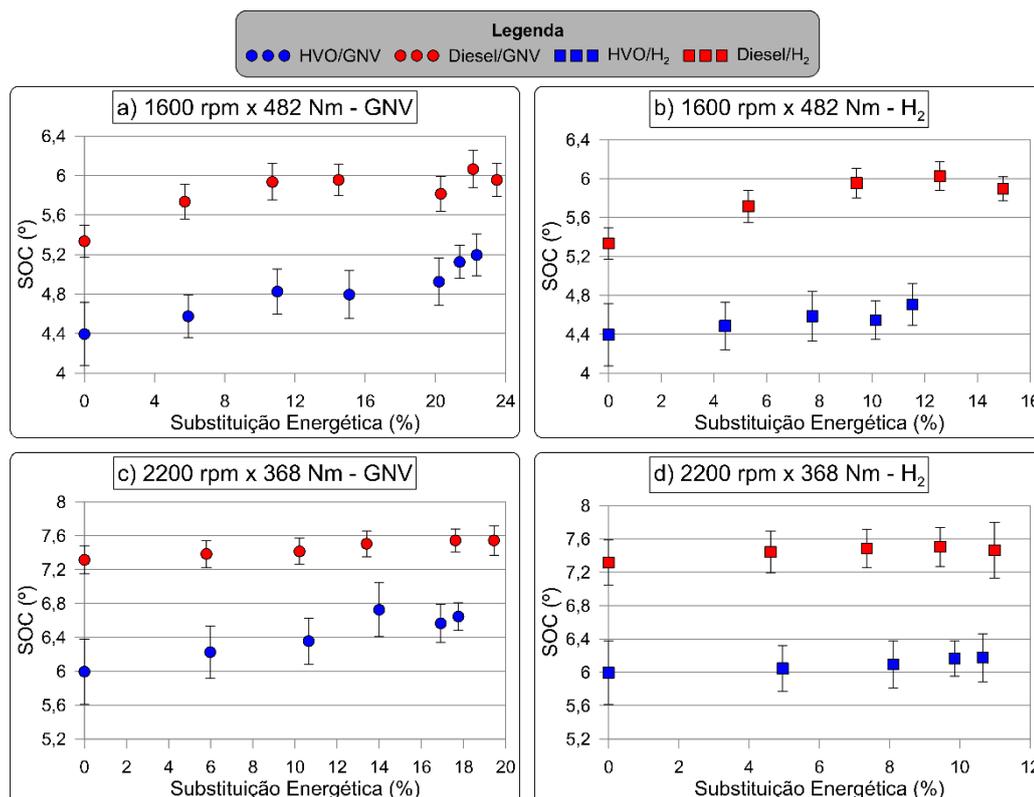


Figura 79: Ângulo de início da combustão durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Comparado à operação *dual-fuel* com diesel, o uso de HVO como combustível piloto resultou em um início de combustão mais adiantado, devido ao maior número de cetano do biocombustível, como destacado anteriormente. No entanto, de maneira geral, os efeitos da injeção de GNV e hidrogênio no ângulo de SOC foram semelhantes para ambos os combustíveis piloto. Durante a operação com diesel, o aumento médio no ângulo do SOC foi de 0,58 % para cada 1 % de substituição energética, enquanto para o HVO, o valor foi de 0,53 %.

Na Figura 80 são apresentados os ângulos em que ocorre a queima de 5 % de fração mássica de combustível (MFB5) durante as operações *dual-fuel* com HVO ou diesel como combustíveis piloto, e GNV ou hidrogênio como combustíveis injetados no coletor de admissão. Na Figura 81 são mostrados os mesmos resultados para o MFB10. Já nas Figuras 82 e 83 são exibidos os resultados para o MFB50 e o MFB90, respectivamente.

Pode-se observar, nas Figuras 80 até 83, que a operação com HVO em modo *dual-fuel*, tanto com GNV quanto com H₂, apresenta resultados semelhantes aos observados para o diesel

como combustível piloto na mesma configuração. Em geral, o atraso da ignição afeta diretamente os ângulos de cada um dos MFB, com um impacto mais suave nos MFB5 e MFB10 e mais significativo nos MFB50 e MFB90, como discutido anteriormente. Além disso, os ângulos de MFB5, MFB10, MFB50 e MFB90 são ligeiramente mais adiantados na operação com HVO em comparação ao diesel, seguindo a tendência do SOC.

Para a operação com diesel, o aumento médio no MFB5 foi de 0,58 % para cada 1 % de substituição energética, no MFB10 foi de 0,20 %, e nos MFB50 e MFB90 foram de 0,25 % e 0,29 %, respectivamente. Para o HVO em modo *dual-fuel*, os aumentos foram de 0,53 % no MFB5, 0,26 % no MFB10, 0,19 % no MFB50 e 0,20 % no MFB90. Em geral, as diferenças nos efeitos dos combustíveis gasosos entre a operação com HVO e diesel são pequenas, com as variações motivadas principalmente pelo número de cetano do biocombustível, que adianta o início da combustão e, conseqüentemente, os MFB.

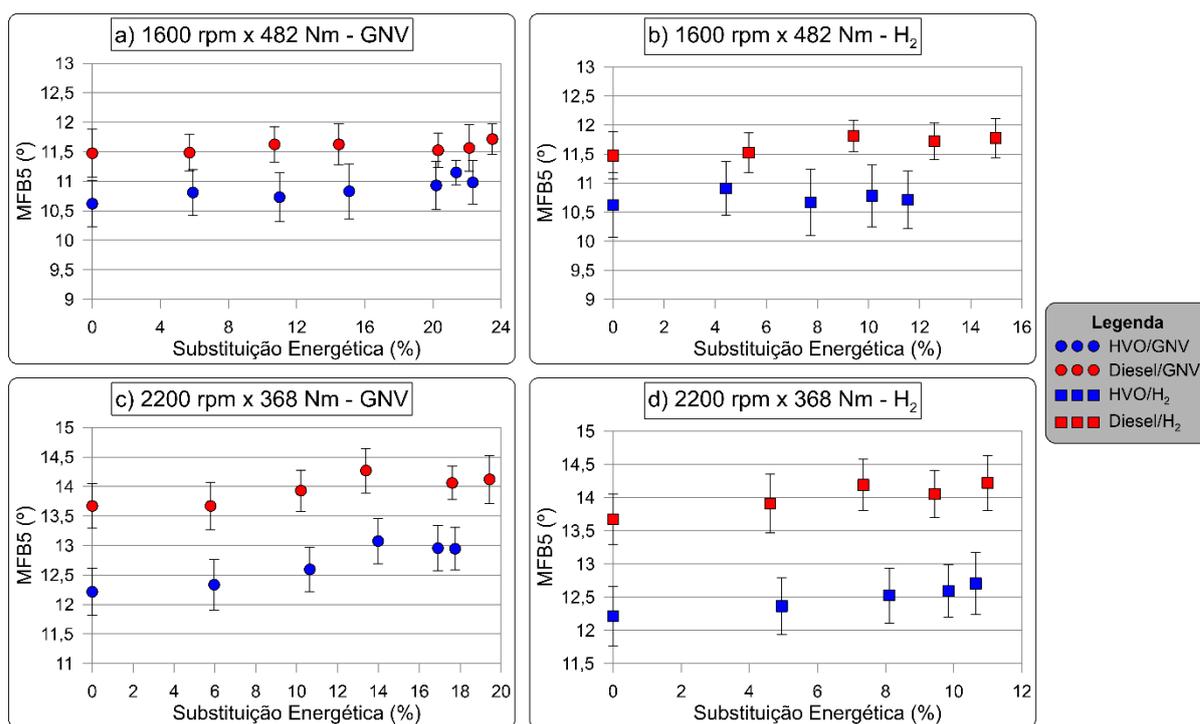


Figura 80: Ângulo de MFB5 durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

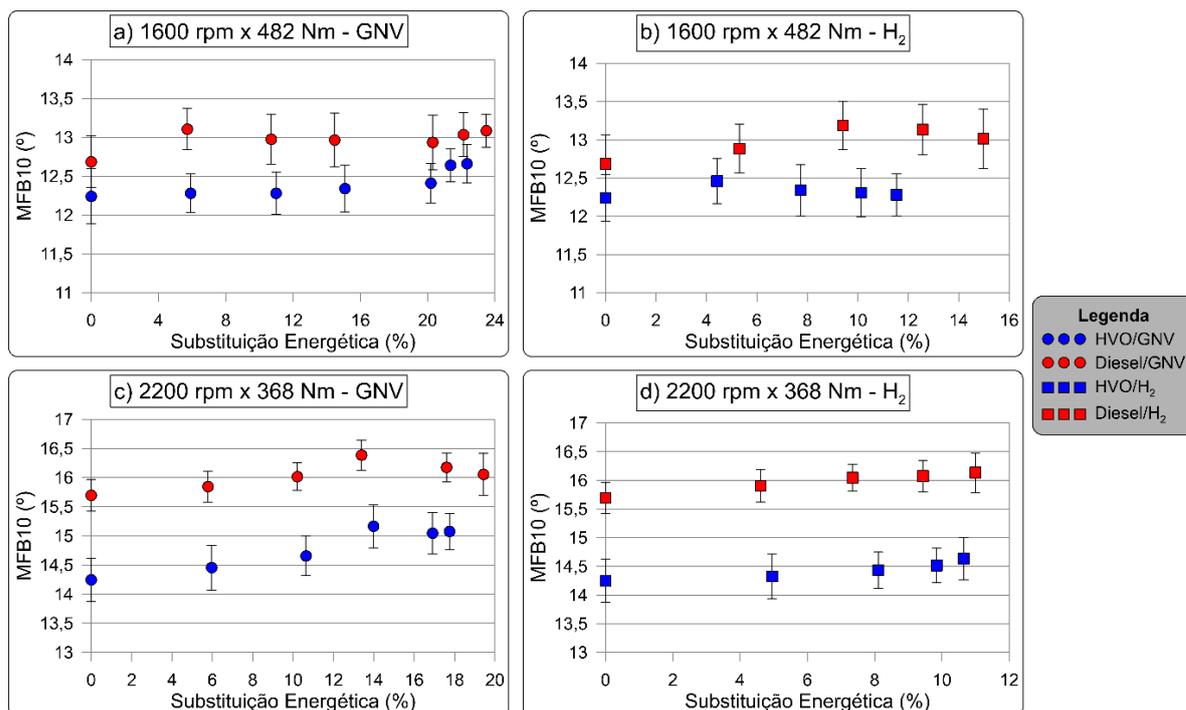


Figura 81: Ângulo de MFB10 durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

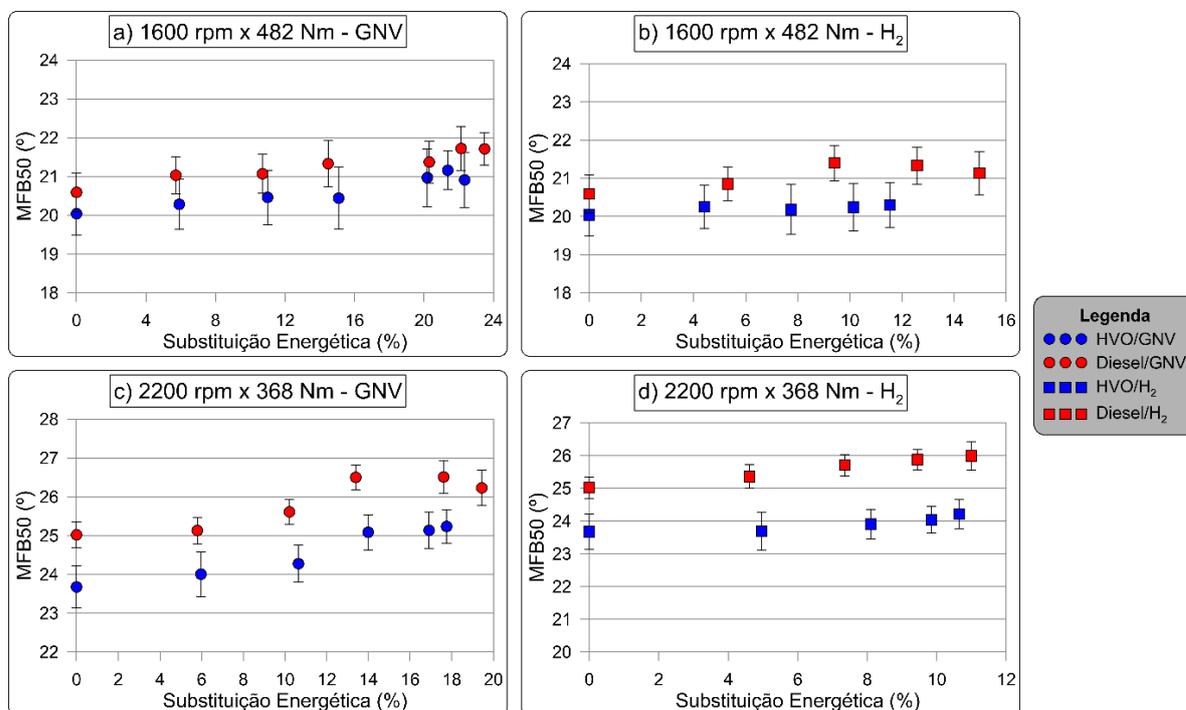


Figura 82: Ângulo de MFB50 durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

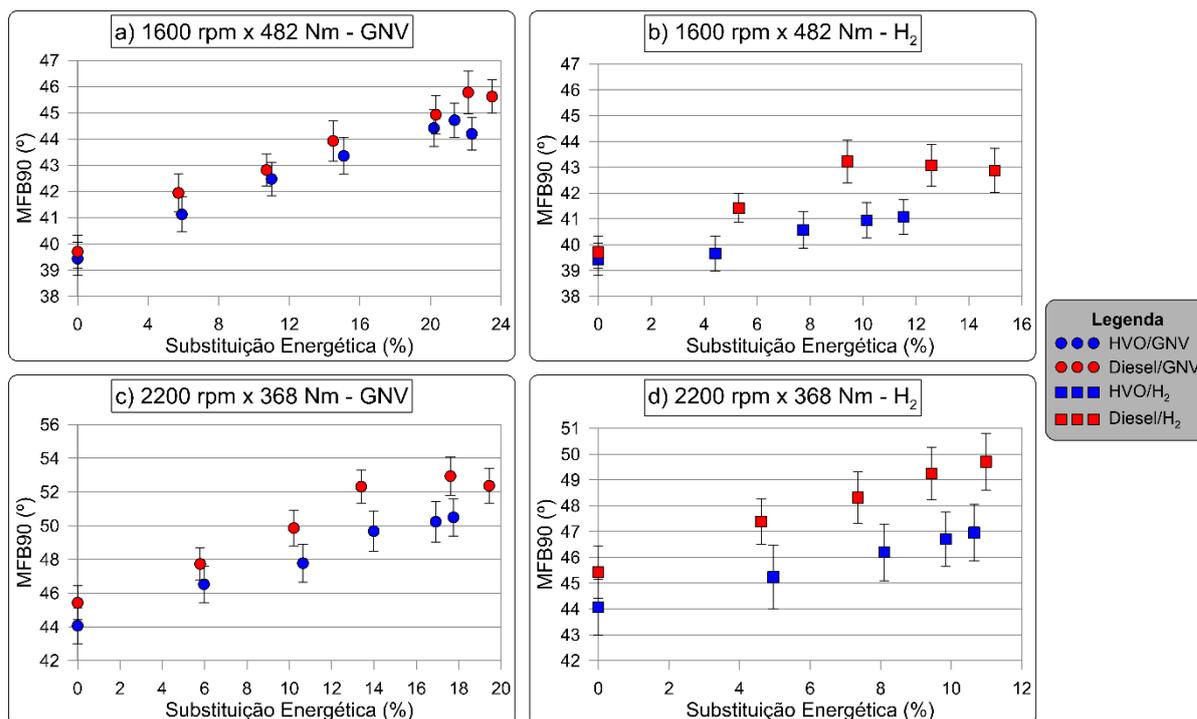


Figura 83: Ângulo de MFB90 durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Apresenta-se, na Figura 84, a duração da combustão, em termos de diferença angular da posição do virabrequim, calculados durante a operação do motor em modo *dual-fuel* com HVO como combustível piloto e com injeção *port-fuel* de hidrogênio ou GNV. Para efeito de comparação, também são mostrados os resultados similares para a operação com diesel. Observa-se que, assim como discutido anteriormente para o diesel, a combustão com HVO em modo *dual-fuel* se torna mais lenta com a injeção de combustível gasoso, com a lentidão aumentando conforme mais combustível é injetado no coletor de admissão.

Em média, o impacto na duração da combustão pela adição dos combustíveis gasosos foi ligeiramente mais relevante quando o diesel era o combustível piloto. O aumento médio na duração da combustão foi de 0,88 % para cada 1 % de substituição energética para a operação com diesel, enquanto para o HVO o aumento médio foi de 0,61 %.

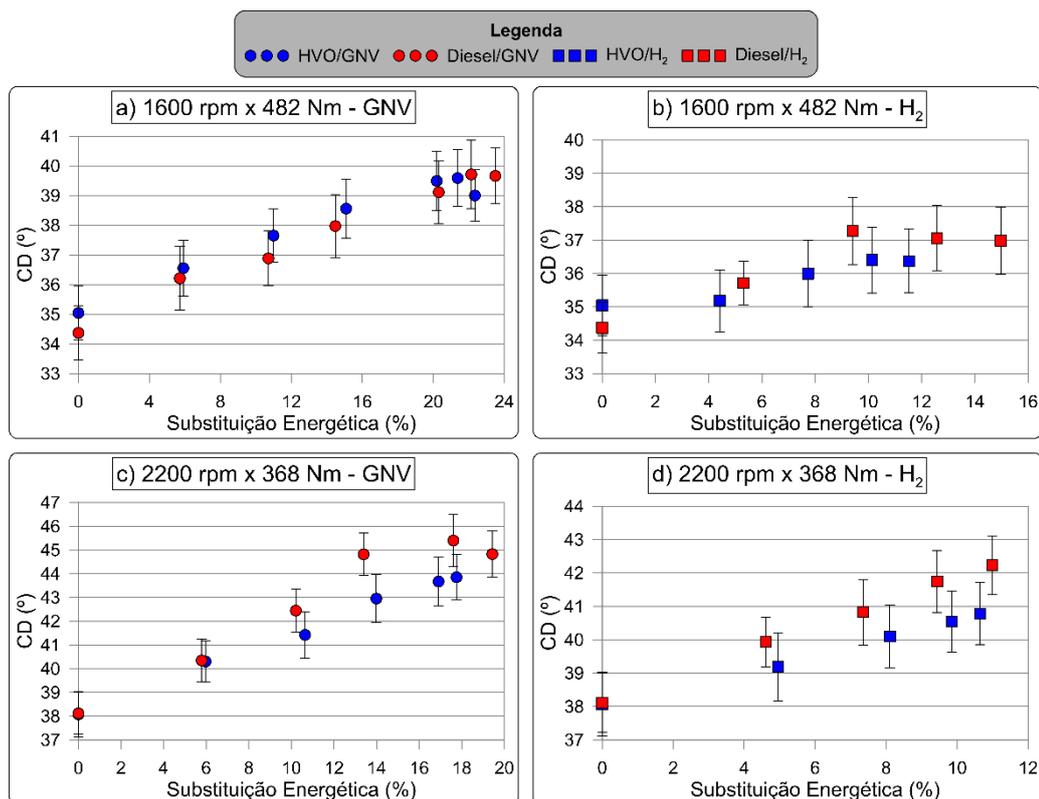


Figura 84: Duração da combustão durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Na Figura 85 é apresentado o valor máximo do AHRR para a operação do motor em modo *dual-fuel* com HVO ou diesel como combustíveis piloto e com injeção *port-fuel* de GNV ou hidrogênio. Similar ao discutido para o diesel, a injeção do combustível gasoso aumenta a energia liberada durante a fase de combustão pré-misturada durante a operação com HVO

Os resultados indicam que o efeito da adição de combustível gasoso no diesel aumenta o $AHRR_{m\acute{a}x}$ durante a operação com diesel em 0,91 % para cada 1 % de substituição energética, um valor mais alto do que o observado quando o HVO era utilizado como combustível piloto, de 0,54 %. Essa menor influência no HVO pode estar associada ao seu maior número de cetano. Como foi verificado durante os ensaios, a injeção do combustível gasoso aumentou o atraso de ignição para os dois combustíveis piloto. No entanto, como o HVO tem um número de cetano mais elevado, seu atraso de ignição é mais curto, o que resulta em menores picos de AHRR. Esse efeito também é verificado durante a operação em modo *dual-fuel*.

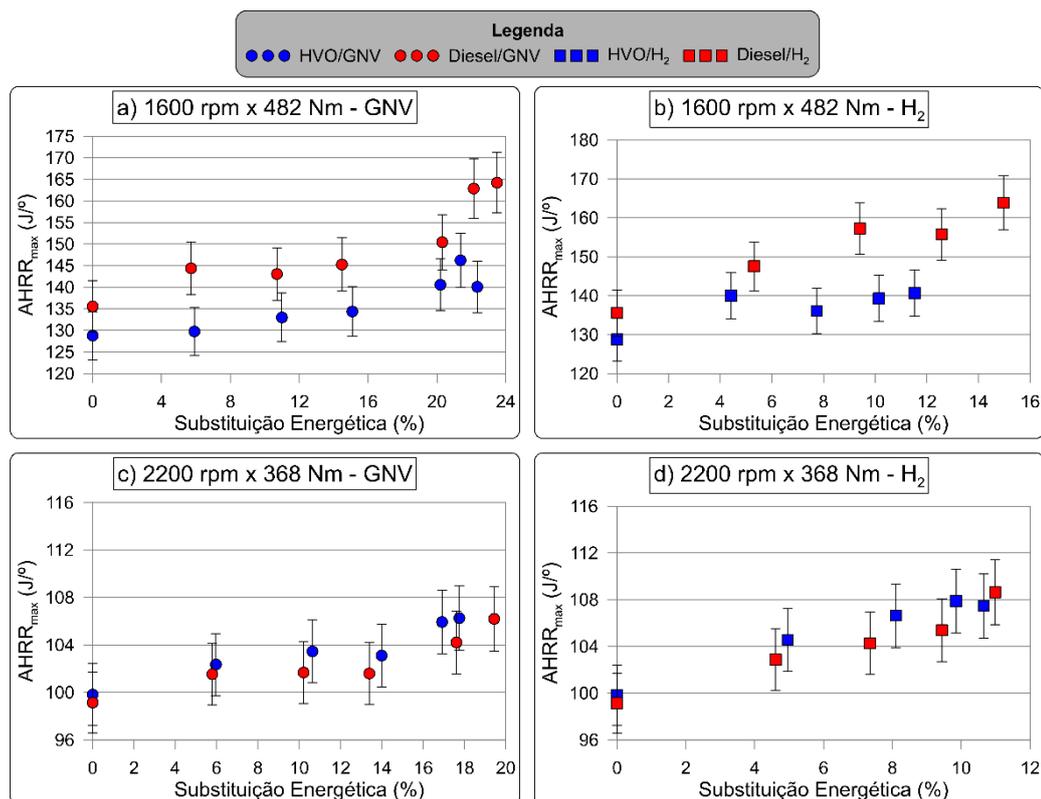


Figura 85: Taxa de liberação de calor máxima durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Finalmente, na Figura 86 são exibidos os resultados do pico de temperatura atingido na câmara de combustão durante a operação *dual-fuel* de HVO com GNV e hidrogênio, além dos mesmos resultados para o diesel. Pode-se observar que, nos pontos estudados, a operação com HVO apresentou uma temperatura ligeiramente superior na operação *single-fuel*, e essa superioridade se manteve na operação *dual-fuel*. Por outro lado, o aumento médio observado na temperatura foi bastante semelhante para os dois combustíveis piloto: 0,22 % para o diesel e 0,17 % para o HVO, para cada 1 % de substituição energética.

Apesar de o HVO apresentar uma temperatura superior tanto em modo *single-fuel* quanto em modo *dual-fuel*, não foi verificado um aumento nas emissões de NO_x para este combustível, como discutido a seguir. Pelo contrário, o HVO apresentou menores emissões de NO_x em modo *single-fuel* e valores semelhantes na operação *dual-fuel*. Vale lembrar que o nível em que a taxa de formação de NO_x térmico é mais significativa fica em torno de 1600K (REŞİTOĞLU; ALTINIŞIK; KESKIN, 2015), valor não atingido em nenhum ponto estudado.

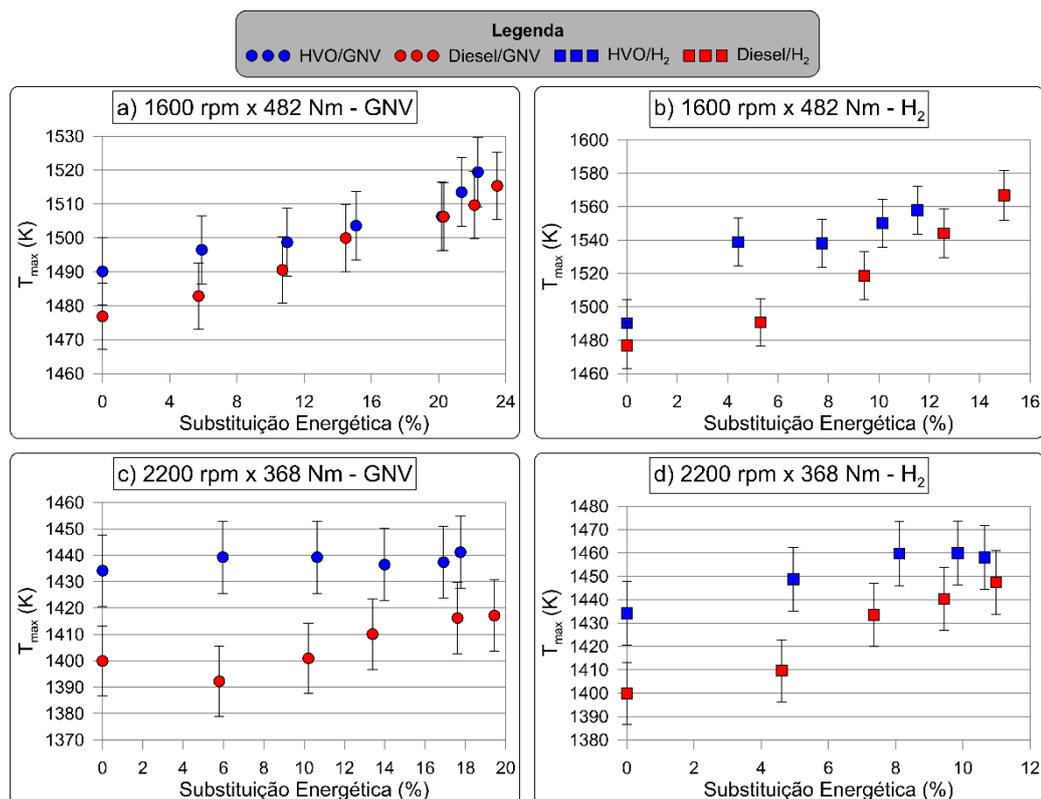


Figura 86: Temperatura máxima no interior do cilindro durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

7.3.3 Emissão de poluentes

Na Figura 87 são exibidos os resultados do Lambda para a operação do motor em modo *dual-fuel* nos pontos 3 e 7 do ciclo NRSC. Nesta figura, são apresentados os resultados para a operação de HVO e diesel como combustíveis piloto e de GNV e hidrogênio como combustíveis injetados no coletor de admissão do motor. Pode-se observar que não há impacto relevante na substituição dos combustíveis piloto pelo combustível gasoso. No geral, o Lambda se manteve estável tanto para o HVO quanto para o diesel. A principal diferença observada nos resultados ocorre em função dos combustíveis piloto, com o diesel apresentando um valor maior.

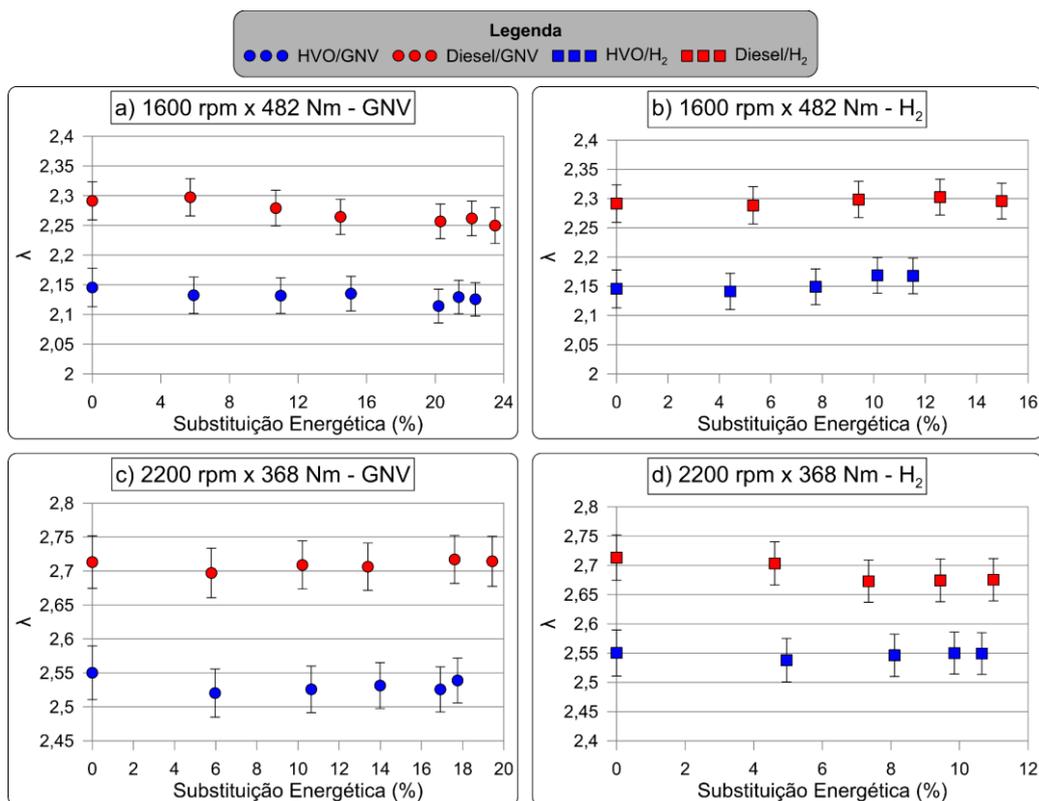


Figura 87: Lambda durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Apresenta-se, na Figura 88, os resultados do BSCO₂ durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* com hidrogênio e GNV. De maneira similar ao discutido anteriormente para o diesel, a substituição de HVO tanto por GNV quanto por hidrogênio reduziu as emissões de dióxido de carbono. No entanto, é possível observar que a redução foi ligeiramente menos efetiva quando o biocombustível foi utilizado como combustível piloto, em comparação aos cenários em que o diesel foi o combustível piloto. Isso se deve à menor relação H/C do HVO em relação ao diesel, o que significa que uma quantidade menor de carbono está sendo substituída por hidrogênio, tanto no caso do GNV, que tem uma relação H/C maior do que os dois combustíveis piloto, quanto no caso do hidrogênio, que é isento de carbono.

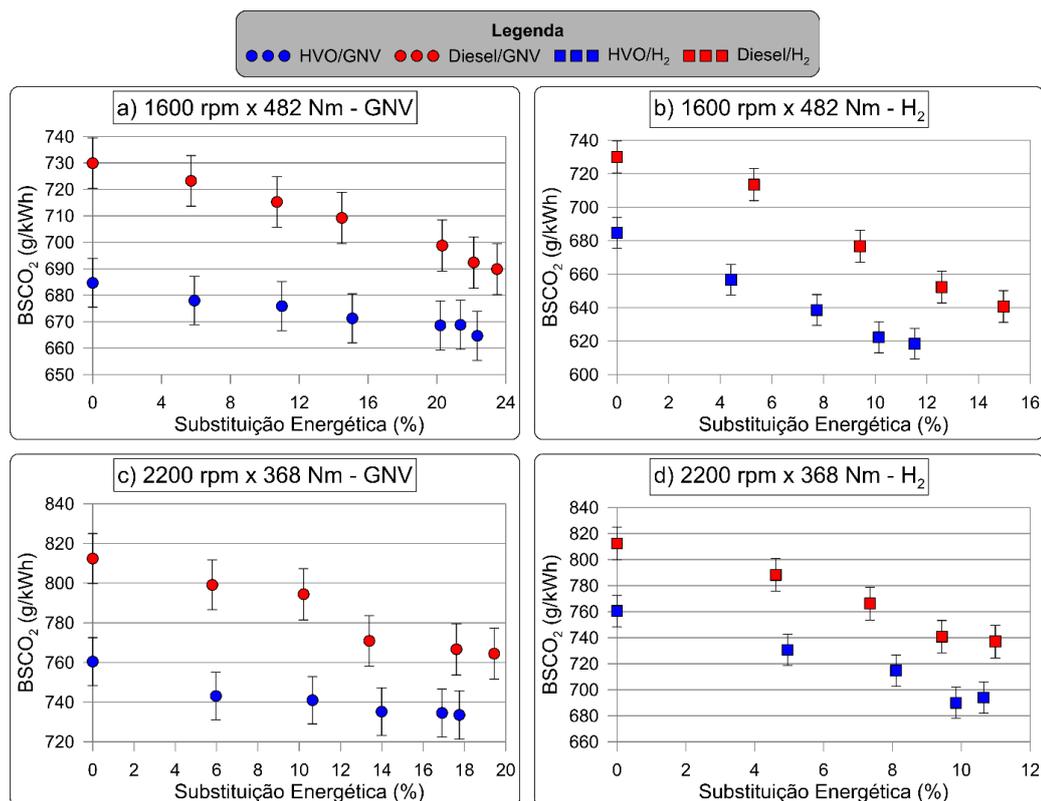


Figura 88: Emissões específicas de CO₂ durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Na Figura 89 são apresentados os resultados do BSCO durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* com hidrogênio e GNV. Observa-se que os resultados da operação *dual-fuel* com HVO seguiram as mesmas tendências discutidas anteriormente para o diesel: o GNV aumentou as emissões de monóxido de carbono, enquanto o hidrogênio praticamente manteve as emissões constantes, ambos em comparação com a operação *single-fuel*. No entanto, enquanto na operação com hidrogênio não houve grandes diferenças entre os dois combustíveis piloto, no caso do GNV, o aumento médio das emissões específicas de monóxido de carbono durante a operação com HVO foi cerca de 14% inferior ao observado quando o diesel era utilizado como combustível piloto, destacando as melhores propriedades do biocombustível.

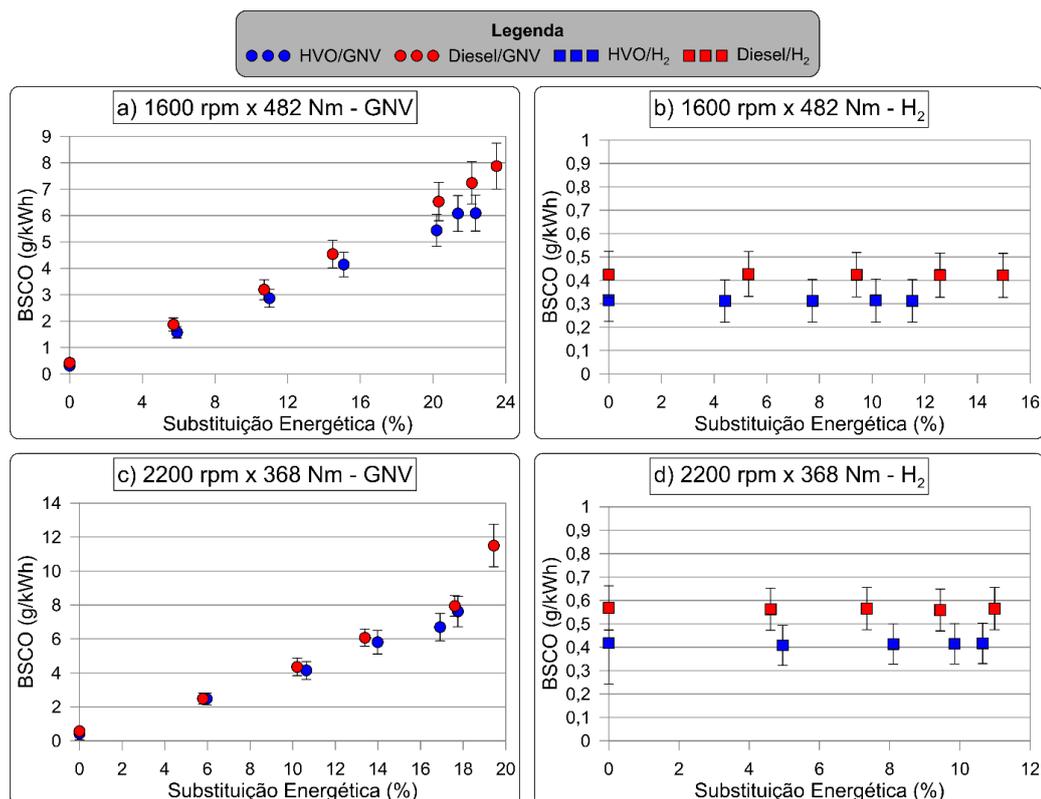


Figura 89: Emissões específicas de CO durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Na Figura 90 são apresentados os resultados das emissões específicas de HC durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* com hidrogênio e GNV. Mais uma vez, os resultados da operação *dual-fuel* com HVO seguiram as mesmas tendências observadas na operação com diesel.

Assim como na análise das emissões de monóxido de carbono, foi observado que o GNV aumentou o BSHC durante a operação com HVO de maneira ligeiramente mais suave em comparação com o cenário diesel-GNV. Em contraste, as emissões durante as operações com hidrogênio não apresentaram grandes diferenças ao se comparar os dois combustíveis piloto. Isto é, as curvas para os dois combustíveis piloto operando com hidrogênio seguiram tendências similares, mantendo praticamente a mesma diferença observada nos cenários *single-fuel*.

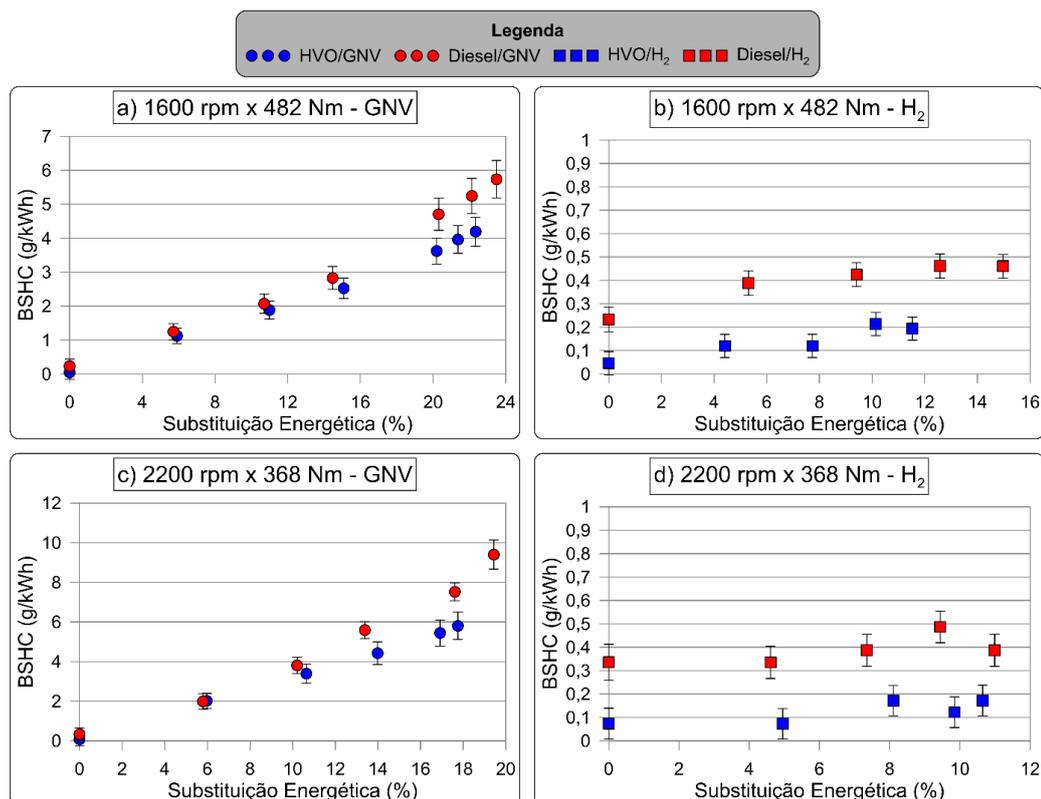


Figura 90: Emissões específicas de CO durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Apresenta-se, na Figura 91, os resultados de BSNO_x durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* com hidrogênio e GNV. Não foram observadas diferenças significativas nas emissões deste poluente ao substituir diesel por HVO na operação *dual-fuel*. Como já verificado durante a operação *single-fuel*, as emissões específicas de NO_x são ligeiramente inferiores para o HVO em comparação ao diesel. Durante a operação *dual-fuel*, as diferenças entre os dois combustíveis piloto permaneceram estáveis, refletindo as variações observadas na operação *single-fuel*. Por exemplo, em média, a injeção de GNV reduziu o BSNO_x em 3,49 % a cada 1 % de substituição energética quando o diesel era utilizado como combustível piloto, enquanto a redução para o HVO foi de 3,53 %. Para o hidrogênio os valores também foram bastante similares.

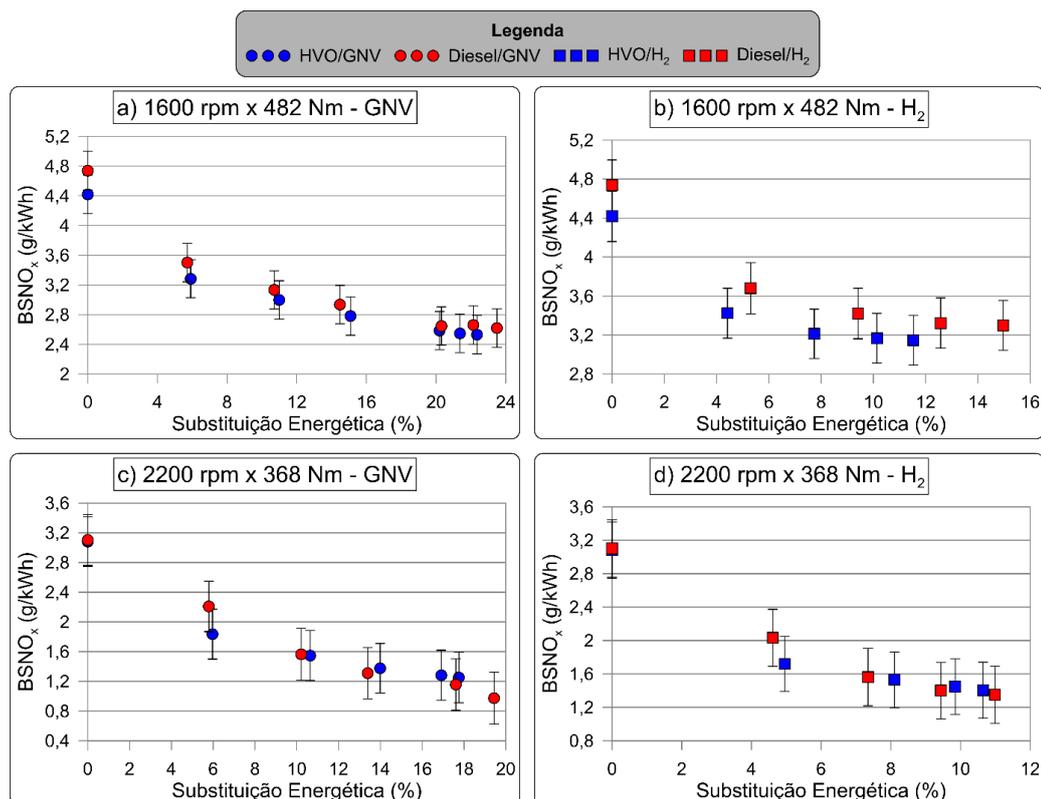


Figura 91: Emissões específicas de NO_x durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

São apresentados, na Figura 92, os resultados das emissões específicas de material particulado durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* com hidrogênio e GNV. Na operação *dual-fuel* com HVO não foram observadas diferenças significativas em relação à operação com diesel, exceto pela diferença já notada durante a operação *single-fuel*, onde foi verificado que a operação com diesel emitia uma quantidade ligeiramente superior de material particulado em comparação ao HVO. Além disso, como discutido anteriormente, é importante ressaltar que os valores de BSPM encontrados para a operação *dual-fuel* ficaram muito abaixo do limite determinado pelo IBAMA para a homologação de motores agrícolas no Brasil.

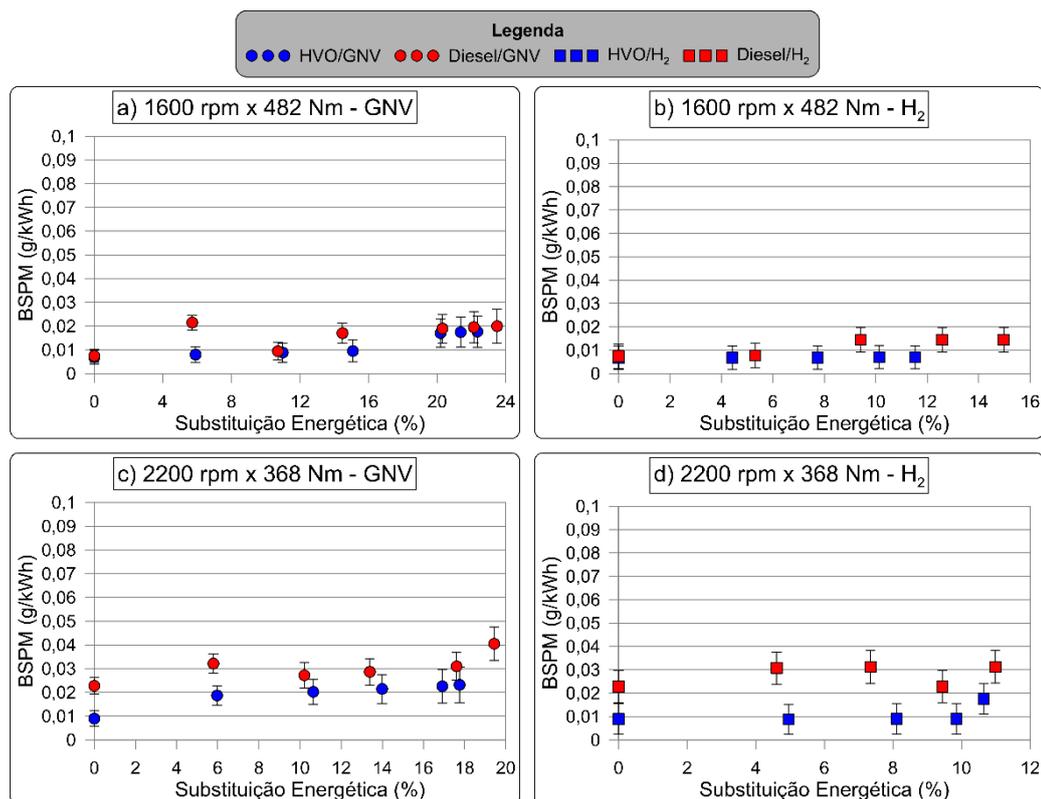


Figura 92: Emissões específicas de MP durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Em termos de emissões, a substituição do diesel por HVO na operação *dual-fuel* resultou em menores emissões de todos os poluentes, refletindo as melhores propriedades do biocombustível. Destaca-se que as emissões específicas de CO e HC aumentaram durante a injeção *port-fuel* de GNV, mas esse aumento foi inferior ao observado na operação com diesel. Já o BSNO_x e o BSPM apresentaram tendências similares para os dois combustíveis pilotos, enquanto o BSCO₂ foi reduzido de forma mais suave durante a operação com HVO.

7.3.4 Análise de eficiência e desempenho

Na Figura 93 são apresentados os resultados da eficiência de conversão de combustível durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* com GNV e hidrogênio, enquanto na Figura 94 são mostrados os resultados do consumo energético específico (BSEC) para as

mesmas condições. Assim como observado anteriormente para o diesel, a operação com HVO em modo *dual-fuel* também resultou em uma redução na eficiência de conversão do combustível e um aumento no BSEC. Além disso, em geral, a operação com HVO apresentou uma maior eficiência e um menor BSEC em comparação com o diesel, tanto em modo *single-fuel* quanto em modo *dual-fuel*.

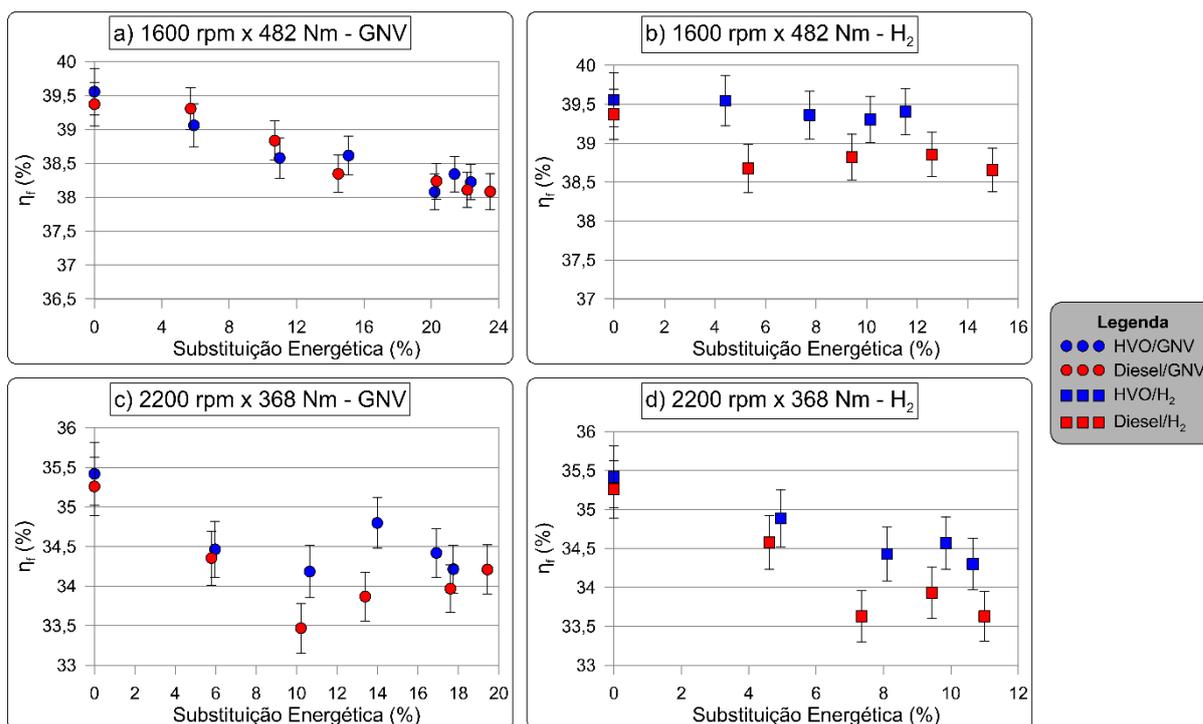


Figura 93: Eficiência do motor durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

A operação com HVO em modo *dual-fuel* foi menos penalizada do que a operação com diesel. Em média, a eficiência da operação com HVO caiu 0,19 % para cada 1 % de substituição energética, enquanto o BSEC aumentou 0,21 %. Para o diesel, os valores encontrados foram uma redução de 0,27 % na eficiência e aumento de 0,28 % no BSEC.

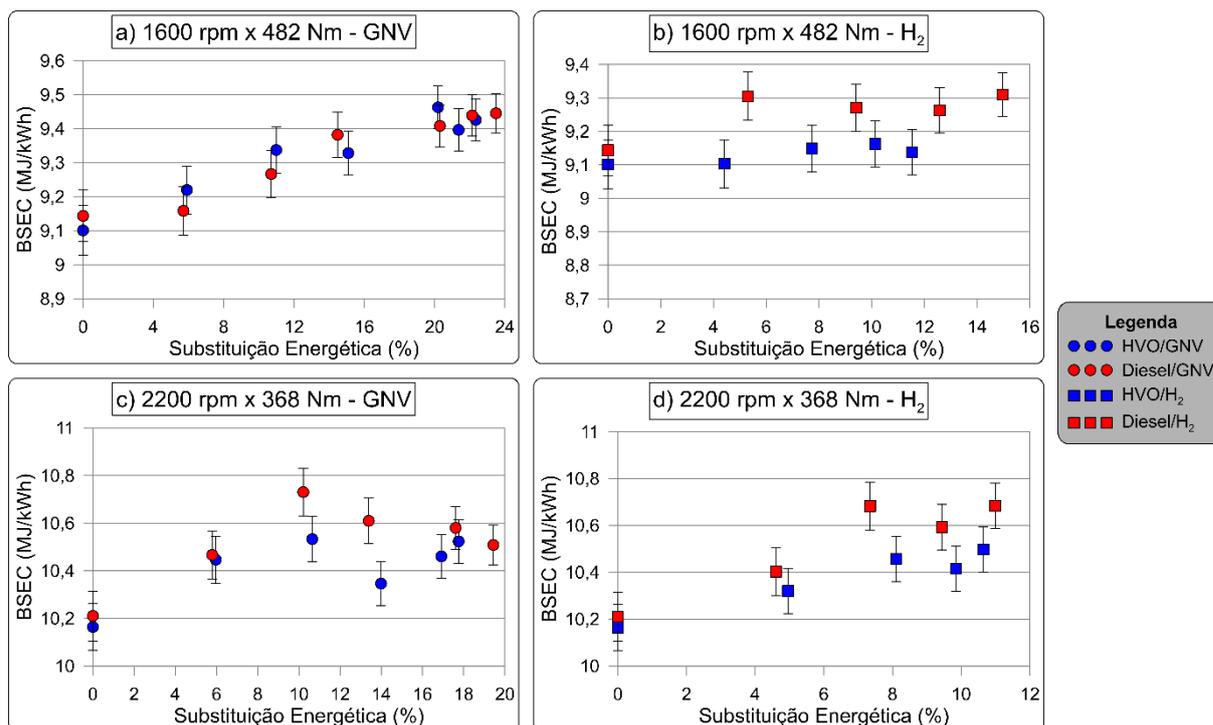


Figura 94: Consumo energético específico para a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Finalmente, na Figura 95 são apresentados os resultados da eficiência de combustão do HVO para a operação *dual-fuel* com GNV e hidrogênio, e compara esses resultados com os mesmos combustíveis gasosos operando com diesel como combustível piloto. Assim como discutido para o diesel, a operação com HVO em modo *dual-fuel* também resultou em uma redução na eficiência de combustão quando o GNV era injetado no coletor de admissão, enquanto a operação com hidrogênio mostrou estabilidade na eficiência de combustão.

Os resultados indicam que, além de ser vantajoso durante a operação *single-fuel*, a operação *dual-fuel* com os combustíveis gasosos testados revela que o HVO possui uma eficiência de combustão superior à do diesel durante a operação com GNV. Ao mesmo tempo, a eficiência de combustão durante a operação com hidrogênio, embora estável para ambos os combustíveis piloto, destaca a superioridade dos valores obtidos com o HVO. Esses resultados corroboram os dados já apresentados sobre a redução das emissões durante a operação com HVO, tanto em modo *dual-fuel* quanto em modo *single-fuel*.

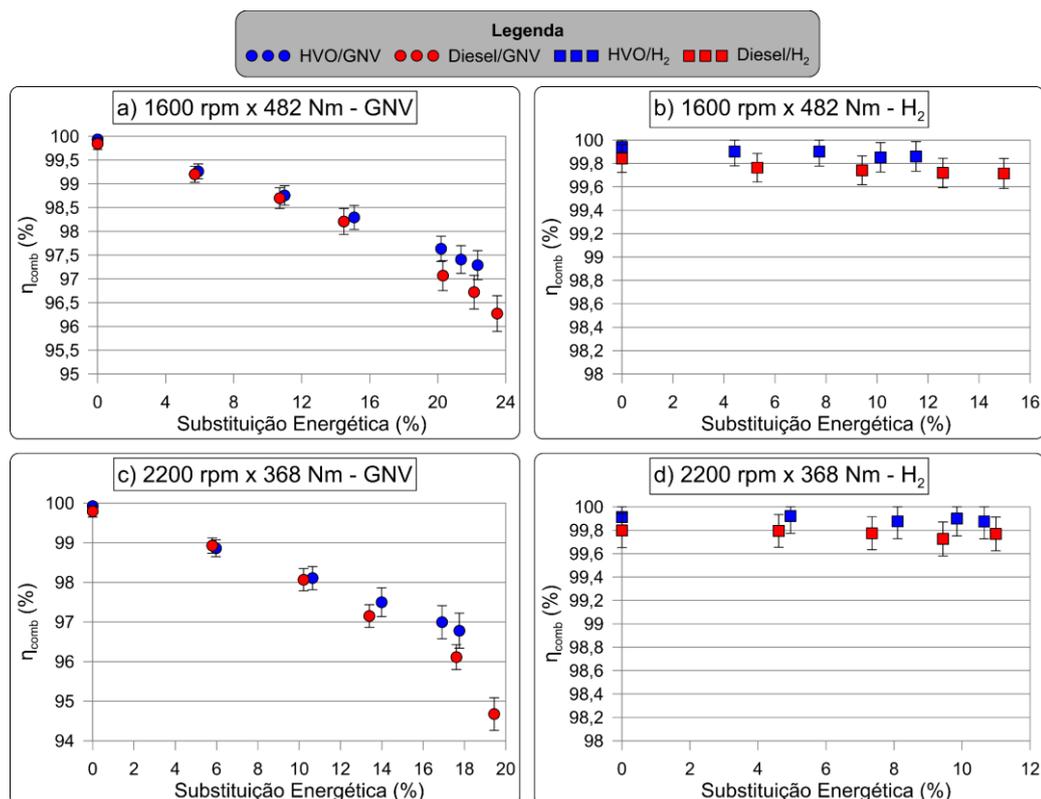


Figura 95: Eficiência de combustão durante a operação de diesel e HVO em modo *dual-fuel* – (a) 1600 rpm x 482 Nm – GNV; (b) 1600 rpm x 482 Nm – H₂; (c) 2200 rpm x 368 Nm – GNV; (d) 2200 rpm x 368 Nm – H₂

Fonte: autor

Neste sentido, pode-se concluir que a operação com HVO no motor NEF 67 foi vantajosa em termos de redução de emissões, tanto na operação em modo *single-fuel* quanto em modo *dual-fuel* com GNV ou hidrogênio. Esses benefícios são refletidos tanto na análise das emissões quanto na eficiência da combustão.

Por outro lado, fica claro o prejuízo na eficiência associado à operação com o em modo *dual-fuel*. É importante ressaltar que o motor tem sua ECU calibrada para operação em modo *single-fuel* com diesel como único combustível. Portanto, uma análise com diferentes parâmetros de injeção poderia revelar vantagens para o HVO na operação *single-fuel*, conforme indicado em alguns trabalhos da literatura (AATOLA *et al.*, 2009; DIMITRIADIS *et al.*, 2018, 2020). Da mesma forma, a operação em modo *dual-fuel*, tanto para o diesel quanto para o HVO com os combustíveis gasosos, poderia ser otimizada para maximizar a eficiência e reduzir o consumo energético específico (KARAGÖZ *et al.*, 2016).

8 – CONCLUSÕES

Nesta tese, foi apresentada uma análise de desempenho, combustão e emissões de poluentes de um motor de ignição por compressão operando com HVO e diesel, tanto em modo *single-fuel* quanto *dual-fuel*, com injeções *port-fuel* de hidrogênio e gás natural, separadamente. Para isso, um motor NEF 67, da fabricante FPT Industrial, foi totalmente instrumentado para permitir a aquisição dos dados necessários para as análises. Além disso, o motor passou por adaptações para permitir a operação em modo *dual-fuel*, uma vez que essa configuração não está disponível na versão original de fábrica. Com os dados obtidos durante os diversos cenários de operações estabelecidos, foi possível realizar as análises propostas nesta tese.

Com base nos resultados obtidos durante a operação *single-fuel*, constatou-se que o uso de HVO em motores de ignição por compressão oferece diversas vantagens em comparação ao diesel fóssil. O biocombustível demonstrou ser um substituto direto e eficaz para o diesel, sem necessidade de modificações no motor ou ajustes nos parâmetros de operação. Os resultados de pressão e IMEP indicaram diferenças insignificantes entre os dois combustíveis, confirmando que o HVO pode ser utilizado em motores atuais sem impactos negativos no desempenho ou na durabilidade.

Em termos de emissões de poluentes, o uso de HVO resultou em reduções notáveis. A emissão de CO₂ foi reduzida, em média, em 3,16 %, enquanto as emissões de NO_x apresentaram uma redução média de 6,63 %. Além disso, foi observada uma menor formação de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono, reforçando o potencial do HVO para reduzir o impacto ambiental, uma vez que o biocombustível possui melhores propriedades que garantem a formação de uma mistura de maior reatividade. Por fim, as emissões de material particulado na operação com HVO também apresentaram reduções interessantes em comparação ao diesel, devido à ausência de compostos aromáticos e enxofre no biocombustível.

O HVO apresentou uma eficiência de combustão ligeiramente superior à do diesel em todos os cenários avaliados. Essa superioridade pode ser atribuída às melhores propriedades do HVO, como seu maior número de cetano, que proporciona uma melhor formação da mistura ar-combustível e reduz o atraso de ignição. Como resultado, obteve-se uma combustão mais completa e eficiente, potencializando a operação do motor.

A análise da combustão revelou que, devido ao maior número de cetano, o HVO apresentou um menor atraso de ignição e um início de combustão antecipado em comparação ao diesel. Isso resultou em uma fase de combustão pré-misturada mais curta, o que impactou na taxa de liberação de calor, que foi menor para o HVO em relação ao diesel. A combustão mais lenta e controlada do HVO indica que este combustível renovável pode proporcionar uma operação mais suave e um menor desgaste do motor. Apesar disso, a operação com HVO gerou temperaturas ligeiramente superiores no interior do cilindro em relação ao diesel. No entanto, esse aumento de temperatura não resultou em maiores emissões de NO_x . Pelo contrário, observou-se uma redução nas emissões de NO_x durante a operação com o biocombustível em comparação ao combustível fóssil. Esse comportamento pode ser atribuído ao menor atraso de ignição e à menor taxa de liberação de calor durante a fase de combustão pré-misturada do HVO, o que contribui para a redução da formação de NO_x , mesmo com os picos de temperaturas mais elevados.

Em termos de desempenho, a operação com HVO apresentou uma ligeira vantagem na eficiência de conversão de combustível e no consumo específico. Vale destacar que uma otimização dos parâmetros de injeção do motor, ajustando-os às propriedades físico-químicas do HVO, poderia melhorar ainda mais os resultados, tanto em eficiência quanto em emissões, na operação *single-fuel*.

Nos testes em modo *dual-fuel*, observou-se um aumento da pressão no cilindro com a injeção de ambos os combustíveis gasosos, tanto para diesel quanto para HVO, com resultados bastante semelhantes entre os dois combustíveis pilotos. Em comparação à operação com GNV, a injeção de hidrogênio resultou em picos de pressão mais elevados, devido ao seu maior poder calorífico e velocidade de chama mais rápida. Tanto o pico da taxa de liberação de calor quanto a temperatura máxima no interior do cilindro também aumentaram à medida que a substituição energética de diesel ou HVO pelos combustíveis gasosos estudados aumentam, sendo que os dois parâmetros cresceram mais intensamente durante a operação com hidrogênio.

A substituição de diesel e HVO por GNV ou hidrogênio resultou em uma redução nas emissões de CO_2 , sendo essa redução mais expressiva durante a operação com hidrogênio, que é isento de carbono. Já as emissões de CO e HC aumentaram com a injeção de GNV, em parte devido à combustão incompleta do gás natural, especialmente causada por uma piora na formação da mistura. Por outro lado, a injeção de hidrogênio manteve os níveis de BSCO e o BSHC comparáveis aos observados na operação *single-fuel*. A formação de material

particulado permaneceu muito baixa em todas as condições testadas para ambos os combustíveis pilotos e gasosos, sem variações significativas entre as operações *dual-fuel* e *single-fuel*.

Adicionalmente, a operação *dual-fuel* reduziu as emissões de NO_x, tanto com GNV quanto com hidrogênio. Esse resultado é particularmente interessante para o H₂, que geralmente tende a aumentar a formação de NO_x. No entanto, o fato do motor ter operado em todos os cenários com uma relação de equivalência baixa, caracterizando uma mistura bastante pobre, faz com que a adição de hidrogênio, nas substituições energéticas estudadas, não eleve as emissões deste poluente.

A substituição de HVO e diesel por GNV ou hidrogênio aumentou o atraso de ignição e retardou o início da combustão. Além disso, foi observado que os combustíveis gasosos desaceleraram o processo de combustão em comparação com a operação *single-fuel*. Esse efeito pode ser atribuído à redução da velocidade de combustão na fase difusiva, decorrente da menor quantidade de combustível piloto injetada durante a operação *dual-fuel*.

A eficiência de combustão diminuiu significativamente na operação *dual-fuel* com GNV, enquanto com hidrogênio ela permaneceu elevada, praticamente inalterada em comparação com o modo *single-fuel*. No entanto, a eficiência de conversão de combustível foi negativamente afetada na operação *dual-fuel*, tanto com GNV quanto hidrogênio, resultando em um aumento no consumo energético específico. Esse comportamento foi observado para ambos os combustíveis piloto.

Foi possível verificar que HVO apresentou uma vantagem significativa em termos de emissões de poluentes e eficiência em relação ao diesel, tanto na operação *single-fuel* quanto *dual-fuel*. O maior número de cetano do HVO contribuiu para um início de combustão mais adiantado em todos os cenários, mesmo com os combustíveis gasosos atrasando o início da combustão. Neste sentido, o HVO demonstrou ser uma alternativa interessante ao diesel, apresentando-se vantajoso tanto em modo *single* quanto *dual-fuel*.

Por outro lado, operação com GNV, apesar de reduzir as emissões de CO₂ e NO_x, apresentou desafios em termos de eficiência de combustão e aumento nas emissões de CO e HC. Ainda assim, quando comparada com a operação do diesel em modo *single-fuel*, que é o caso definido como *baseline* para comparação, os resultados de emissões são bem interessantes, especialmente pela redução de CO₂ e NO_x, sem aumentar as emissões de material particulado.

Os resultados sugerem que o uso de hidrogênio em motores *dual-fuel* é uma estratégia promissora para reduzir emissões, já que nenhum dos poluentes avaliados apresentou aumento durante a operação e o motor foi capaz de operar de forma satisfatória nos casos estudados. No entanto, verificou-se uma redução na eficiência do motor durante os testes com hidrogênio, algo também observado na operação com GNV. Isso indica que ajustes na calibração da ECU e otimizações nos parâmetros de injeção são necessários para maximizar o desempenho do motor para a operação em modo *dual-fuel*.

Por fim, verifica-se que a combinação de HVO e hidrogênio, dois combustíveis que podem ser obtidos de fontes renováveis, tem o potencial de substituir o diesel na operação em modo *single-fuel*. As reduções nas emissões de NO_x, sem aumento das emissões de material particulado, são especialmente interessantes, já que esse é o principal *trade-off* em motores de ignição por compressão. Além disso, embora os resultados indiquem a necessidade de ajustes para otimizar o uso combinado desses combustíveis, a operação *dual-fuel* de HVO e hidrogênio tem caráter bastante promissor, por proporcionar uma redução nas emissões de CO₂. Isso poderia manter os motores de ignição por compressão competitivos por muitos anos, especialmente em países como o Brasil, onde o transporte rodoviário é vital para o desenvolvimento econômico e as grandes distâncias representam uma barreira para a eletrificação da malha rodoviária.

8.1 Sugestões para trabalhos futuros

Os resultados obtidos nos testes foram bastante satisfatórios para o que foi proposto nesta tese, além de permitir algumas possibilidades para trabalhos futuros, como por exemplo:

- Análise da operação *single-fuel* com misturas de diesel S10 e HVO, com diferentes porcentagens de HVO na mistura, de modo a avaliar a viabilidade da aplicação dessas misturas para a operação de veículos no Brasil, considerando também uma avaliação econômica dos efeitos da adição de HVO ao diesel S10 comercial;
- Análise da operação em modo *dual-fuel* com diesel e GNV em condições de operação que simulem a geração elétrica, de modo a aproveitar as vantagens dos motores de

ignição por compressão sobre os motores de ignição por centelha, enquanto se utiliza um combustível interessante para esse tipo de aplicação;

- Realizar análises da injeção de percentuais mais elevados de hidrogênio e GNV em motores de ignição por compressão, implementando as modificações necessárias nos injetores para viabilizar essas maiores substituições energéticas;
- Comparar experimentalmente o HVO com combustíveis sintéticos também produzidos com hidrogênio, e que possam ganhar relevância em motores de ignição por compressão no futuro;
- Avaliar os efeitos das alterações nos parâmetros de injeção durante a operação com HVO, tanto em modo *single-fuel* quanto *dual-fuel*, analisando como os diferentes ângulos de injeção, durações de injeção e pressão no injetor influenciam o desempenho do motor nessas condições;
- Utilizar um sistema de injeção programável para otimizar as condições de injeção (ângulo de início e duração da injeção), de modo a avaliar a operação do motor com HVO em modo *single-fuel* e também em modo *dual-fuel* com os combustíveis estudados, analisando os efeitos nas emissões de poluentes e na eficiência de conversão de combustível;
- Desenvolver técnicas de injeção mais avançadas no motor, como por exemplo RCCI e injeção direta do combustível gasoso no coletor de admissão, permitindo resultados totalmente diferentes dos obtidos nesta tese para a operação em modo *dual-fuel*;
- Realizar estudos numéricos (1D e 3D) para construir um modelo computacional do motor estudado e da bancada desenvolvida, possibilitando investigações sobre turbulência no cilindro, transferência de calor, combustão e formação de poluentes, especialmente no que diz respeito à operação *dual-fuel*;
- Realizar estudos de ciclo de vida para a operação com HVO e hidrogênio em modo *dual-fuel*, considerando as diferentes alternativas para a produção de hidrogênio, a fim de avaliar os benefícios deste vetor energético em relação aos seus diferentes processos de produção;
- Estudar o uso de HVO em modo *dual-fuel* com outros combustíveis gasosos no motor NEF 67, principalmente aqueles adaptáveis à matriz energética brasileira, como o biogás e o etanol.

REFERÊNCIAS

AATOLA, H.; LARMI, M.; SARJOVAARA, T.; MIKKONEN, S. Hydrotreated vegetable Oil (HVO) as a renewable diesel fuel: Trade-off between NO_x, particulate emission, and fuel consumption of a heavy duty engine. **SAE International Journal of Engines**, v. 1, n. 1, p. 1251–1262, 2009.

ABILOGÁS. **O Potencial Brasileiro de Biogás**. [s.l: s.n.].

ABNT. **NBR ISO 8178-1: Motores alternativos de combustão interna - Medição da emissão de gases de exaustão. Parte 1: Medição das emissões de gases e material particulado em banco de ensaio** Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2012a.

ABNT. **NBR ISO 8178-4: Motores alternativos de combustão interna - Medição da emissão de gases de exaustão - Parte 4: Ciclos de ensaio em regime constante para diferentes aplicações de motor** Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2012b.

AJANOVIC, A.; SAYER, M.; HAAS, R. The economics and the environmental benignity of different colors of hydrogen. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 47, n. 57, p. 24136–24154, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.02.094>>.

AKCAY, M.; YILMAZ, I. T.; FEYZIOGLU, A. The influence of hydrogen addition on the combustion characteristics of a common-rail CI engine fueled with waste cooking oil biodiesel/diesel blends. **Fuel Processing Technology**, v. 223, n. August, p. 106999, 2021.

ALTANOVA. **Opacímetro Smoke Check 2000**.

ANP. **Resolução ANP N° 502013**.

ANP. **Resolução ANP N° 452014**.

ANP. **RESOLUÇÃO ANP N° 842, DE 14 DE MAIO DE 2021** Brasil. 2021. Disponível em: <<https://www.in.gov.br/en/web/dou/-/resolucao-anp-n-842-de-14-de-maio-de-2021-320059616>>.

ASAD, U.; DIVEKAR, P. S.; ZHENG, M. High efficiency ethanol–diesel dual-fuel combustion: Analyses of performance, emissions and thermal efficiency over the engine load range. **Fuel**, p. 122397, 2021.

AUSFELDER, F.; BAZZANELLA, A. Hydrogen in the Chemical Industry. *In: Hydrogen Science and Engineering: Materials, Processes, Systems and Technology*. Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2016. p. 19–40.

AVL. **SENSORS AND SIGNAL CONDITIONING / SENSORS 365C ANGLE ENCODER SET**. [s.l: s.n.].

AYANDOTUN, W. B.; AZIZ, A. R.; ABDUL KARIM, Z. A. B.; MOHAMMED, S. E.; ZAINAL A., E. Z.; RAHEEM, A. T.; ISMAEL, M. A. Investigation on the combustion and performance characteristics of a DI free piston linear generator engine fuelled with CNG-CO₂ blend. **Applied Thermal Engineering**, v. 198, n. January, p. 117441, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117441>>.

BAKAR, R. A. A.; WIDUDO; KADIRGAMA, K.; RAMASAMY, D.; YUSAF, T.; KAMARULZAMAN, M. K. K.; SIVARAOS; ASLFATTAHI, N.; SAMYLINGAM, L.; ALWAYZY, S. H. Experimental analysis on the performance, combustion/emission characteristics of a DI diesel engine using hydrogen in dual fuel mode. **International Journal of Hydrogen Energy**, n. xxxx, maio 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.04.129>>.

BARBIR, F.; BASILE, A.; VEZIROĞLU, T. N. **Compendium of Hydrogen Energy: Hydrogen Energy Conversion**. [s.l.] Elsevier, 2016.

BARBOSA, J. A. **Determinação experimental dos limites de inflamabilidade do farnesano, querosene de aviação e misturas em pressões reduzidas**. 2019. Universidade Estadual Paulista, 2019.

BERNDT, A. S.-S. **Intelligent Utilization of Biogas - Upgrading and Adding to the Grid**. [s.l: s.n.].

BHATTACHARYA, A.; DATTA, A.; WENSING, M. Laminar burning velocity and ignition delay time for premixed isooctane–air flames with syngas addition. **Combustion Theory and Modelling**, v. 21, n. 2, p. 228–247, 4 mar. 2017. Disponível em: <<https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/13647830.2016.1215533>>.

BOEHMAN, A. L.; MORRIS, D.; SZYBIST, J.; ESEN, E. The impact of the bulk modulus of diesel fuels on fuel injection timing. **Energy and Fuels**, v. 18, n. 6, p. 1877–1882, 2004.

BORA, B. J.; SAHA, U. K. Optimisation of injection timing and compression ratio of a raw biogas powered dual fuel diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 92, p. 111–121, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.111>>.

BORETTI, A. Advantages and Disadvantages of Diesel Single and Dual-Fuel Engines. **Frontiers in Mechanical Engineering**, v. 5, n. December, p. 1–15, 2019.

BORTEL, I.; VÁVRA, J.; TAKÁTS, M. Effect of HVO fuel mixtures on emissions and performance of a passenger car size diesel engine. **Renewable Energy**, v. 140, p. 680–691, 2019.

BOSE, P. K.; MAJI, D. An experimental investigation on engine performance and emissions of a single cylinder diesel engine using hydrogen as inducted fuel and diesel as injected fuel with exhaust gas recirculation. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 34, n. 11, p. 4847–4854, 2009. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.10.077>>.

BRAGA, L. B.; SILVEIRA, J. L.; DA SILVA, M. E.; TUNA, C. E.; MACHIN, E. B.; PEDROSO, D. T. Hydrogen production by biogas steam reforming: A technical, economic and ecological analysis. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 28, p. 166–173, dez. 2013. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032113005285>>.

BREEZE, P. Piston Engine Cogeneration and Combined Cycles. **Piston Engine-Based Power Plants**, p. 71–77, 2018.

BRETT, D. J. L.; AGANTE, E.; BRANDON, N. P.; BRIGHTMAN, E.; BROWN, R. J. C.; MANAGE, M.; STAFFELL, I. The role of the fuel in the operation, performance and degradation of fuel cells. *In: Functional Materials for Sustainable Energy Applications*. [s.l.] Elsevier, 2012. p. 249–278.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna (Volume 1)**. 3rd. ed. [s.l.] Blucher, 2012. v. 1553 p.

CARRILLO, M. C. V. **Avaliação comparativa da sustentabilidade da produção de biocombustível de aviação a partir do hidrocessamento dos óleos de dendê e soja nas condições brasileiras**. 2018. Universidade Federal de Itajubá, 2018.

CASE IH. **Puma 170**. Disponível em: <<https://www.caseih.com/latam/pt-br/produtos/tratores/linha-puma/puma-170>>. Acesso em: 28 maio. 2022.

CASSINI, S. T.; COELHO, S. T.; PECORA, V. Biogás - Biocombustíveis ANP. In: PERLINGEIRO, C. A. G. **Biocombustíveis no Brasil - Fundamentos, Aplicações e Perspectivas**. Rio de Janeiro: Synergia Editora, 2014. p. 357.

CASTRO, N.; TOLEDO, M.; AMADOR, G. An experimental investigation of the performance and emissions of a hydrogen-diesel dual fuel compression ignition internal combustion engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 156, n. April, p. 660–667, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.078>>.

CHEN, C.; YAO, A.; YAO, C.; WANG, B.; LU, H.; FENG, J.; FENG, L. Study of the characteristics of PM and the correlation of soot and smoke opacity on the diesel methanol dual fuel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 148, n. 92, p. 391–403, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.062>>.

CHEN, J.; SUN, J.; WANG, Y. Catalysts for Steam Reforming of Bio-oil: A Review. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v. 56, n. 16, p. 4627–4637, 26 abr. 2017. Disponível em: <<https://pubs.acs.org/doi/10.1021/acs.iecr.7b00600>>.

CHEN, Z.; HE, J.; CHEN, H.; GENG, L.; ZHANG, P. Comparative study on the combustion and emissions of dual-fuel common rail engines fueled with diesel / methanol , diesel / ethanol , and diesel /. **Fuel**, v. 304, n. July, p. 121360, 2021.

CHINTALA, V.; SUBRAMANIAN, K. A. A comprehensive review on utilization of hydrogen in a compression ignition engine under dual fuel mode. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 70, n. December 2015, p. 472–491, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.247>>.

CHIRIAC, R.; APOSTOLESCU, N. Emissions of a diesel engine using B20 and effects of hydrogen addition. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 38, n. 30, p. 13453–13462, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.07.095>>.

CORONADO, C. J. R. **Análise termoeconômica da produção de biodiesel via método de transesterificação utilizando etanol**. 2010. Universidade Estadual Paulista, 2010.

CORONADO, C. R.; YOSHIOKA, J. T.; SILVEIRA, J. L. Electricity, hot water and cold water production from biomass. Energetic and economical analysis of the compact system of cogeneration run with woodgas from a small downdraft gasifier. **Renewable Energy**, v. 36, n. 6, p. 1861–1868, jun. 2011. Disponível em:

<<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148110005343>>.

DA COSTA, R. B. R. **Estudo experimental de um motor de ignição por compressão utilizando diesel renovável da cana-de-açúcar (farnesano) e biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO)**. 2021. Universidade Federal de Itajubá, 2021.

DA COSTA, R. B. R.; CORONADO, C. J. R.; HERNÁNDEZ, J. J.; MALAQUIAS, A. C. T.; FLORES, L. F. V.; DE CARVALHO, J. A. Experimental assessment of power generation using a compression ignition engine fueled by farnesane – A renewable diesel from sugarcane. **Energy**, v. 233, 2021.

DA COSTA, R. B. R.; ROQUE, L. F. A.; DE SOUZA, T. A. Z.; CORONADO, C. J. R.; PINTO, G. M.; CINTRA, A. J. A.; RAATS, O. O.; OLIVEIRA, B. M.; FREZ, G. V.; DA SILVA, M. H. Experimental assessment of renewable diesel fuels (HVO/Farnesane) and bioethanol on dual-fuel mode. **Energy Conversion and Management**, v. 258, n. January, p. 115554, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115554>>.

DE SOUZA, T. A. Z.; PINTO, G. M.; JULIO, A. A. V.; CORONADO, C. J. R.; PEREZ-HERRERA, R.; SIQUEIRA, B. O. P. S.; DA COSTA, R. B. R.; ROBERTS, J. J.; PALACIO, J. C. E. Biodiesel in South American countries: A review on policies, stages of development and imminent competition with hydrotreated vegetable oil. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 153, n. September 2021, p. 111755, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111755>>.

DEHERI, C.; ACHARYA, S. K.; THATOI, D. N.; MOHANTY, A. P. A review on performance of biogas and hydrogen on diesel engine in dual fuel mode. **Fuel**, v. 260, n. October 2019, p. 116337, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116337>>.

DEMIRBAŞ, A. Hydrogen production from biomass by the gasification process. **Energy Sources**, v. 24, n. 1, p. 59–68, jan. 2002. Disponível em: <<http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00908310252712307>>.

DHOLE, A. E.; YARASU, R. B.; LATA, D. B. Investigations on the combustion duration and ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and producer gas as secondary fuels. **Applied Thermal Engineering**, v. 107, p. 524–532, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.151>>.

DIMITRIADIS, A.; NATSIOS, I.; DIMARATOS, A.; KATSAOUNIS, D.;

SAMARAS, Z.; BEZERGIANNI, S.; LEHTO, K. Evaluation of a Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) and Effects on Emissions of a Passenger Car Diesel Engine. **Frontiers in Mechanical Engineering**, v. 4, n. July 2018, p. 1–19, 2018.

DIMITRIADIS, A.; SELJAK, T.; VIHAR, R.; ŽVAR BAŠKOVIČ, U.; DIMARATOS, A.; BEZERGIANNI, S.; SAMARAS, Z.; KATRAŠNIK, T. Improving PM-NO_x trade-off with paraffinic fuels: A study towards diesel engine optimization with HVO. **Fuel**, v. 265, n. December 2019, p. 116921, abr. 2020. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0016236119323142>>.

DIMITRIOU, P.; KUMAR, M.; TSUJIMURA, T.; SUZUKI, Y. Combustion and emission characteristics of a hydrogen-diesel dual-fuel engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 43, n. 29, p. 13605–13617, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.05.062>>.

DIMITRIOU, P.; TSUJIMURA, T. A review of hydrogen as a compression ignition engine fuel. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, n. 38, p. 24470–24486, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.07.232>>.

DOUVARTZIDES, S. L.; CHARISIOU, N. D.; PAPAGERIDIS, K. N.; GOULA, M. A. Green diesel: Biomass feedstocks, production technologies, catalytic research, fuel properties and performance in compression ignition internal combustion engines. **Energies**, v. 12, n. 5, 2019.

DUTTA, S.; HUSSAIN, C. M. **Sustainable Fuel Technologies Handbook**. [s.l.] Elsevier, 2021. 576 p.

EL HELOU, R.; SIVARANJANI, S.; KALATHIL, D.; SCHAPER, A.; XIE, L. The impact of heavy-duty vehicle electrification on large power grids: A synthetic Texas case study. **Advances in Applied Energy**, v. 6, p. 100093, jun. 2022. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2666792422000117>>.

EPE. **Nota Técnica - Combustíveis renováveis para uso em motores do ciclo Diesel**. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-467/NT_Combustiveis_renovaveis_em_motores_ciclo_Diesel.pdf>.

EPE. Hidrogênio Turquesa: Produção a partir da pirólise do gás natural. 2022.

Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/>>.

EPE. **Balço Energético Nacional 2024: Ano base 2023**. [s.l: s.n.].

ETIP BIOENERGY. **Hydrogenated vegetable oil (HVO)**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <https://etipbioenergy.eu/images/ETIP_B_Factsheet_HVO_feb2020.pdf>.

FANG, C.; OUYANG, M.; YANG, F. Real-time start of combustion detection based on cylinder pressure signals for compression ignition engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 114, p. 264–270, mar. 2017. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431116321512>>.

FERREIRA, A.; GOUVEIA, L. Microalgal biorefineries. *In*: **Handbook of Microalgae-Based Processes and Products**. [s.l.] Elsevier, 2020. p. 771–798.

FONSECA, B. C. **Produção de hidrogênio por fermentação por um novo isolado de Clostridium beijerinckii**. 2016. Faculdade de Filosofia, Ciência e Letras de Ribeirão Preto - Universidade de São Paulo, 2016.

FPT INDUSTRIAL. **N67 Agricultura**. Disponível em: <<https://www.fptindustrial.com/pt/engines/Off-Road/Agricultural/N67>>. Acesso em: 5 jun. 2022.

FRIEHE, J.; WEILAND, P.; SCHATTAUER, A. Fundamentos da Fermentação Anaeróbia. *In*: FACHAGENTUR NACHWACHSENDE ROHSTOFFE E. V. (FNR). **Guia Prático do Biogás - Geração e Utilização**. Gülzow, Alemanha: Ministério da Nutrição, Agricultura e Defesa do Consumidor da Alemanha, 2010. p. 236.

FUNDEP. **ROTA 2030 - MOBILIDADE E LOGÍSTICA: PROGRAMA PRIORITÁRIO: (I) BIOCOMBUSTÍVEIS, (II) SEGURANÇA VEICULAR E (III) PROPULSÃO ALTERNATIVA À COMBUSTÃO**. [s.l: s.n.].

GATTS, T.; LI, H.; LIEW, C.; LIU, S.; SPENCER, T.; WAYNE, S.; CLARK, N. An experimental investigation of H₂ emissions of a 2004 heavy-duty diesel engine supplemented with H₂. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 35, n. 20, p. 11349–11356, out. 2010. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319910012322>>.

GHOSH, A. Electric Vehicles—Solution toward Zero Emission from the Transport Sector. **World Electric Vehicle Journal**, v. 12, n. 4, p. 262, dez. 2021.

GOSWAMI, D. Y.; KREITH, F. **Energy Conversion**. 2nd. ed. [s.l.] Taylor & Francis,

2017. 1208 p.

GÖTZ, K.; FEY, B.; SINGER, A.; KRAHL, J.; BÜNGER, J.; KNORR, M.; SCHRÖDER, O. Exhaust Gas Emissions and Engine Oil Interactions from a New Biobased Fuel Named Diesel R33. **SAE Technical Papers**, v. 2016- Octob, 2016.

GREEN, G. L.; WALLACE, D. Correlation Studies of an In-Line, Full-Flow Opacimeter. **SAE International**, v. 89, p. 4351–4368, 1980.

GREEVES, G.; TULLIS, S.; BARKER, B. Advanced Two-Actuator EUI and Emission Reduction for Heavy-Duty Diesel Engines. **SAE transactions**, v. 112, p. 914–931, 2003.

GRIPPI, S. **O Gás Natural e a Matriz Energética Nacional**. 1st. ed. [s.l.] Editora Interciência, 2009. 104 p.

HALL, C.; KASSA, M. Advances in combustion control for natural gas–diesel dual fuel compression ignition engines in automotive applications: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 148, n. June, 2021.

HARTIKKA, T.; KURONEN, M.; KIISKI, U. Technical performance of HVO (hydrotreated vegetable oil) in diesel engines. **SAE Technical Papers**, v. 9, 2012.

HEGAB, A.; LA ROCCA, A.; SHAYLER, P. Towards keeping diesel fuel supply and demand in balance: Dual-fuelling of diesel engines with natural gas. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 70, n. January 2016, p. 666–697, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.249>>.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2. ed. [s.l.] McGraw Hill Education, 2018.

HILBERS, T. J.; SPRAKEL, L. M. J.; VAN DEN ENK, L. B. J.; ZAALBERG, B.; VAN DEN BERG, H.; VAN DER HAM, L. G. J. Green Diesel from Hydrotreated Vegetable Oil Process Design Study. **Chemical Engineering & Technology**, v. 38, n. 4, p. 651–657, abr. 2015. Disponível em: <<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/ceat.201400648>>.

IBRAHIM, A.; BARI, S. Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two-zone combustion model. **Fuel**, v. 87, n. 10–11, p. 1824–1834, ago. 2008. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0016236107004309>>.

IHA, B.; SANTOS, L.; SANTOS, L.; SBAMPATO, M. E.; ROCCO, J. Equações Lineares e Não Lineares para Prever o Comportamento de Propriedades Físico-Químicas de

Combustível de Aviação Misturado com Bioquerosene Drop-In Alternativo. **Química Nova**, v. 2018, 2018. Disponível em: <http://quimicanova.sbq.org.br/audiencia_pdf.asp?aid2=6857&nomeArquivo=AR20180192.pdf>.

INDRAJUANA, A.; BEKDEMIR, C.; FERU, E.; WILLEMS, F. Towards Model-Based Control of RCCI-CDF Mode-Switching in Dual Fuel Engines. **SAE Technical Papers**, v. 2018- April, p. 1–13, 2018.

INMETRO. **Avaliação de dados de medição: Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008**. [s.l: s.n.]141 p.

JAIN, S.; LI, D.; AGGARWAL, S. K. Effect of hydrogen and syngas addition on the ignition of iso-octane/air mixtures. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 38, n. 10, p. 4163–4176, abr. 2013. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319913000840>>.

JOEL, R. **Basic Engineering Thermodynamics**. Londres: Longman Sc & Tech, 1997. 664 p.

JULIO, A. A. V.; MILESSI, T. S.; OCAMPO BATLLE, E. A.; SILVA LORA, E. E.; YEPES MAYA, D. M.; ESCOBAR PALACIO, J. C. Techno-economic and environmental potential of Renewable Diesel as complementation for diesel and biodiesel in Brazil: A comprehensive review and perspectives. **Journal of Cleaner Production**, v. 371, n. July, 2022.

JÚNIOR, J. A. de C.; ZEVALLOS, A. A. M.; CORONADO, C. J. R.; MCQUAY, M. Q. **Combustão Aplicada**. [s.l: s.n.]372 p.

KALGHATGI, G. Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport? **Applied Energy**, v. 225, p. 965–974, set. 2018. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261918307955>>.

KARAGÖZ, Y.; GÜLER, I.; SANDALCI, T.; YÜKSEK, L.; DALKILIÇ, A. S. Effect of hydrogen enrichment on combustion characteristics, emissions and performance of a diesel engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 41, n. 1, p. 656–665, 2016.

KARIM, G. A. **Dual-Fuel Diesel Engines**. Boca Raton: CRC Press, 2015. 315 p.

KARLSSON, T.; KONRAD, O.; LUMI, M.; SCHMEIER, N. P.; MARDER, M.; ELIS, C.; FÁBIO, C.; KOCH, F.; PEDROSO, A. G. **Manual Básico de Biogás**. [s.l.] Editora

UNIVATES, 2014. 70 p.

KARTHIC, S. V.; SENTHIL KUMAR, M.; PRADEEP, P.; VINOTH KUMAR, S. Assessment of hydrogen-based dual fuel engine on extending knock limiting combustion. **Fuel**, v. 260, n. October 2019, p. 116342, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116342>>.

KASSA, M.; HALL, C. Dual-Fuel Combustion. *In*: CARLUCCI, A. P. **The Future of Internal Combustion Engines**. [s.l.] IntechOpen, 2019. p. 13.

KHATRI, N.; KHATRI, K. K. Hydrogen enrichment on diesel engine with biogas in dual fuel mode. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 45, n. 11, p. 7128–7140, 2020.

KIM, D.; KIM, S.; OH, S.; NO, S. Y. Engine performance and emission characteristics of hydrotreated vegetable oil in light duty diesel engines. **Fuel**, v. 125, p. 36–43, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2014.01.089>>.

KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences**. 4th. ed. [s.l.] Wiley, 2020. 635 p.

KLIMSTRA, J. The Optimum Combustion Phasing Angle—A Convenient Engine Tuning Criterion. *In*: 1985 SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition, 1985, [...]. 1985.

KLIMSTRA, J. **Fuel flexibility with dual-fuel engines**. [s.l.] Elsevier Ltd, 2016. 293–304 p.

KORAKIANITIS, T.; NAMASIVAYAM, A. M.; CROOKES, R. J. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 37, n. 1, p. 89–112, 2011. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2010.04.002>>.

KÖSE, H.; CINIVIZ, M. An experimental investigation of effect on diesel engine performance and exhaust emissions of addition at dual fuel mode of hydrogen. **Fuel Processing Technology**, v. 114, p. 26–34, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2013.03.023>>.

KUMAR, C. B.; LATA, D. B.; MAHTO, D. Analysis of ignition delay by taking Di-tertiary-butyl peroxide as an additive in a dual fuel diesel engine using hydrogen as a secondary fuel. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 45, n. 29, p. 14806–14820, 2020.

Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.03.212>>.

KUNTE, B. **Thermodynamic, Economic and Emissions Analysis of a Micro Gas Turbine Cogeneration System operating on Biofuels**. 2015. Universidade Estadual Paulista, 2015.

LAKSHMINARAYANAN, P.; ASWIN, S. Estimation of Particulate Matter from Smoke, Oil Consumption and Fuel Sulphur. **SAE Technical Paper**, v. 2016-32-00, 2016.

LAPPI, M. K.; RISTIMÄKI, J. M. Comparison of filter smoke number and elemental carbon from thermal optical analysis of marine diesel engine exhaust. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment**, v. 233, n. 2, p. 602–609, 2019.

LAPUERTA, M.; AGUDELO, J. R.; PROROK, M.; BOEHMAN, A. L. Bulk Modulus of Compressibility of Diesel/Biodiesel/HVO Blends. **Energy & Fuels**, v. 26, n. 2, p. 1336–1343, 16 fev. 2012. Disponível em: <<https://pubs.acs.org/doi/10.1021/ef201608g>>.

LAPUERTA, M.; MARTOS, F. J.; CÁRDENAS, M. D. Determination of light extinction efficiency of diesel soot from smoke opacity measurements. **Measurement Science and Technology**, v. 16, n. 10, p. 2048–2055, 2005.

LAPUERTA, M.; VILLAJOS, M.; AGUDELO, J. R.; BOEHMAN, A. L. Key properties and blending strategies of hydrotreated vegetable oil as biofuel for diesel engines. **Fuel Processing Technology**, v. 92, n. 12, p. 2406–2411, dez. 2011. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378382011003171>>.

LATA, D. B.; MISRA, A. Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 36, n. 5, p. 3746–3756, mar. 2011. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319910024171>>.

LATARCHE, M. **Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines**. 10th. ed. [s.l.] Elsevier, 2021. 956 p.

LEGROTtaglie, F.; MATTARELLI, E.; RINALDINI, C. A.; SCRIGNOLI, F. Application to micro-cogeneration of an innovative dual fuel compression ignition engine running on biogas. **International Journal of Thermofluids**, v. 10, p. 100093, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100093>>.

LIU, X.; SRNA, A.; YIP, H. L.; KOOK, S.; CHAN, Q. N.; HAWKES, E. R. Performance and emissions of hydrogen-diesel dual direct injection (H2DDI) in a single-cylinder compression-ignition engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 46, n. 1, p. 1302–1314, 2021.

LORA, E. E. S.; VENTURINI, O. J. **Biocombustíveis**. Rio de Janeiro: Interciência, 2012. 1158 p.

LOUNICI, M. S.; LOUBAR, K.; TARABET, L.; BALISTROU, M.; NICULESCU, D. C.; TAZEROUT, M. Towards improvement of natural gas-diesel dual fuel mode: An experimental investigation on performance and exhaust emissions. **Energy**, v. 64, p. 200–211, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.10.091>>.

MAJEWSKI, W. A.; KHAIR, M. K. **Diesel Emissions and Their Control**. [s.l.] SAE International, 2006. 561 p.

MALAQUIAS, A. C. T.; NETTO, N. A. D.; FILHO, F. A. R.; DA COSTA, R. B. R.; LANGEANI, M.; BAÊTA, J. G. C. The misleading total replacement of internal combustion engines by electric motors and a study of the Brazilian ethanol importance for the sustainable future of mobility: a review. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 41, n. 12, p. 567, 18 dez. 2019. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s40430-019-2076-1>>.

MARTINS, C. A.; FERREIRA, M. A. Considerações Sobre a Formação De NOx na Combustão. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2010, [...]. 2010.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. [s.l.] Publindústria, 2006.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. 4th. ed. [s.l.] Publindústria, 2013. 480 p.

MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R. **Combustion engines development: Mixture formation, combustion, emissions and simulation**. [s.l.] Springer, 2012. 642 p.

MILLO, F.; BENSALD, S.; FINO, D.; MARCANO, S. J. C.; VLACHOS, T.; DEBNATH, B. K. Influence on the performance and emissions of an automotive Euro 5 diesel engine fueled with F30 from Farnesane. **Fuel**, v. 138, p. 134–142, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2014.07.060>>.

MILLO, F.; JAFARI, M. J.; PIANO, A.; POSTRIOTI, L.; BRIZI, G.; VASSALLO, A.; PESCE, F.; FITTAVOLINI, C. A fundamental study of injection and combustion characteristics of neat Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) as a fuel for light-duty diesel engines. **Fuel**, v. 379, n. April 2024, 2025.

MIRMOHAMMADSADEGHI, M. **Investigation of diesel-ethanol and diesel-gasoline dual fuel combustion in a single cylinder optical diesel engine**. 2018. Brunel University London, 2018.

MOSER, B. R. Biodiesel production, properties, and feedstocks. **In Vitro Cellular & Developmental Biology - Plant**, v. 45, n. 3, p. 229–266, 25 jun. 2009. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s11627-009-9204-z>>.

MUSTAFI, N. N.; RAINE, R. R.; VERHELST, S. Combustion and emissions characteristics of a dual fuel engine operated on alternative gaseous fuels. **Fuel**, v. 109, p. 669–678, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2013.03.007>>.

NAG, S.; SHARMA, P.; GUPTA, A.; DHAR, A. Experimental study of engine performance and emissions for hydrogen diesel dual fuel engine with exhaust gas recirculation. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 44, n. 23, p. 12163–12175, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.03.120>>.

NANDA, S.; VO, D.-V. N.; NGUYEN-TRI, P. **New Dimensions in Production and Utilization of Hydrogen**. 1st. ed. [s.l.] Elsevier, 2020. v. 1415 p.

NAPRO. **PC-MULTIGÁS: O Analisador de Gases compacto**. Disponível em: <<http://www.napro.com.br/analisadores.html>>. Acesso em: 1 jun. 2022.

NESTE CORPORATION. **Neste Renewable Diesel Handbook**Neste. [s.l.: s.n.].

NEULING, U.; KALTSCHMITT, M. Conversion routes for production of biokerosene—status and assessment. **Biomass Conversion and Biorefinery**, v. 5, n. 4, p. 367–385, 6 dez. 2015. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s13399-014-0154-2>>.

NEW HOLLAND. **T7 LWB**. Disponível em: <<https://agriculture.newholland.com/lar/pt-br/equipamento/produtos/tl/t7-lwb>>. Acesso em: 28 maio. 2022.

NO, S. Y. Application of hydrotreated vegetable oil from triglyceride based biomass to CI engines - A review. **Fuel**, v. 115, p. 88–96, 2014. Disponível em:

<<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2013.07.001>>.

NOUSSAN, M.; RAIMONDI, P. P.; SCITA, R.; HAFNER, M. The Role of Green and Blue Hydrogen in the Energy Transition—A Technological and Geopolitical Perspective. **Sustainability**, v. 13, n. 1, p. 298, 31 dez. 2020. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/2071-1050/13/1/298>>.

NTU. A revolução do HVO. **NTUrbano**, v. 42, p. 44, nov. 2019.

OECD. **Prospects for Hydrogen and Fuel Cells**. [s.l: s.n.].

OH, S.; MIN, K.; KIM, Y.; LEE, K.; SUNWOO, M. Influence of MFB50 control on emission dispersions according to engine parameter changes for passenger diesel engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 101, p. 1–18, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.111>>.

OLANREWAJU, F. O.; LI, H.; ASLAM, Z.; HAMMERTON, J.; LOVETT, J. C. Analysis of the effect of syngas substitution of diesel on the Heat Release Rate and combustion behaviour of Diesel-Syngas dual fuel engine. **Fuel**, v. 312, n. December 2021, 2022.

OUCHIKH, S.; LOUNICI, M. S.; LOUBAR, K.; TARABET, L.; TAZEROUT, M. Effect of diesel injection strategy on performance and emissions of CH4/diesel dual-fuel engine. **Fuel**, v. 308, n. August 2021, p. 121911, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121911>>.

PAN, H.; POURNAZERI, S.; PRINCEVAC, M.; MILLER, J. W.; MAHALINGAM, S.; KHAN, M. Y.; JAYARAM, V.; WELCH, W. A. Effect of hydrogen addition on criteria and greenhouse gas emissions for a marine diesel engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 39, n. 21, p. 11336–11345, jul. 2014. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319914013147>>.

PARK, S. H.; YOON, S. H.; LEE, C. S. Bioethanol and gasoline premixing effect on combustion and emission characteristics in biodiesel dual-fuel combustion engine. **Applied Energy**, v. 135, n. x, p. 286–298, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.08.056>>.

PECHOUT, M.; KOTEK, M.; JINDRA, P.; MACOUN, D.; HART, J.; VOJTISEK-LOM, M. Comparison of hydrogenated vegetable oil and biodiesel effects on combustion, unregulated and regulated gaseous pollutants and DPF regeneration procedure in a Euro6 car.

Science of the Total Environment, v. 696, p. 133748, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2019.133748>>.

PEDROZO, V. B. **An experimental study of ethanol-diesel dual-fuel combustion for high efficiency and clean heavy-duty engines**. 2017. 2017.

PETROBRAS. **Concluimos testes para produção de diesel renovável**. Disponível em: <<https://petrobras.com.br/fatos-e-dados/concluimos-testes-para-producao-de-diesel-renovavel.htm>>. Acesso em: 24 jan. 2022.

PETROBRAS. **Óleo Diesel: Informações técnicas**. [s.l.: s.n.].

PHAM, Q.; PARK, S.; AGARWAL, A. K.; PARK, S. Review of dual-fuel combustion in the compression-ignition engine: Spray, combustion, and emission. **Energy**, v. 250, p. 123778, jul. 2022. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544222006818>>.

PINTO, G. M.; DA COSTA, R. B. R.; DE SOUZA, T. A. Z.; ROSA, A. J. A. C.; RAATS, O. O.; ROQUE, L. F. A.; FREZ, G. V.; CORONADO, C. J. R. Experimental investigation of performance and emissions of a CI engine operating with HVO and farnesane in dual-fuel mode with natural gas and biogas. **Energy**, v. 277, p. 127648, ago. 2023a. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544223010423>>.

PINTO, G. M.; DE SOUZA, T. A. Z.; DA COSTA, R. B. R.; ROQUE, L. F. A.; FREZ, G. V.; CORONADO, C. J. R. Combustion, performance and emission analyses of a CI engine operating with renewable diesel fuels (HVO/FARNESANE) under dual-fuel mode through hydrogen port injection. **International Journal of Hydrogen Energy**, fev. 2023b. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319923007255>>.

POONIA, M. P.; RAMESH, A.; GAUR, R. R. Effect of Intake Air Temperature and Pilot Fuel Quantity on the Combustion Characteristics of a LPG Diesel Dual Fuel Engine. In: 1998, [...]. 1998.

PREUSS, J.; MUNCH, K.; DENBRATT, I. Performance and emissions of renewable blends with OME3-5 and HVO in heavy duty and light duty compression ignition engines. **Fuel**, v. 303, n. February, 2021.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine: Pearson New International Edition**. 2nd. ed. [s.l.] Pearson, 2013.

PURICELLI, S.; CARDELLINI, G.; CASADEI, S.; FAEDO, D.; VAN DEN OEVER, A. E. M.; GROSSO, M. A review on biofuels for light-duty vehicles in Europe. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 137, n. October 2020, p. 110398, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110398>>.

QIAN, Y.; SUN, S.; JU, D.; SHAN, X.; LU, X. Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 69, n. October 2015, p. 50–58, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.059>>.

RAHMAN, K. A.; RAMESH, A. Studies on the effects of methane fraction and injection strategies in a biogas diesel common rail dual fuel engine. **Fuel**, v. 236, n. August 2018, p. 147–165, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.091>>.

REŞİTOĞLU, I. A.; ALTINIŞIK, K.; KESKIN, A. The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems. **Clean Technologies and Environmental Policy**, v. 17, n. 1, p. 15–27, 2015.

RIBEIRO, M. de F. dos S. **Sistemas de bioenergias**. [s.l.] Contentus, 2020. 96 p.

RIMKUS, A.; STRAVINSKAS, S.; MATIJOŠIUS, J. Comparative study on the energetic and ecologic parameters of dual fuels (diesel-NG and HVO-biogas) and conventional diesel fuel in a CI engine. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 10, n. 1, 2020.

ROCHA, H. M. Z. **Determinação dos efeitos da utilização de hidrogênio em grupos geradores a diesel operando com diferentes misturas diesel-óleo vegetal**. 2016. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2016.

ROCHA, H. M. Z.; PEREIRA, R. da S.; NOGUEIRA, M. F. M.; BELCHIOR, C. R. P.; TOSTES, M. E. de L. Experimental investigation of hydrogen addition in the intake air of compressed ignition engines running on biodiesel blend. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, n. 7, p. 4530–4539, 2017.

ROQUE, L. F. A.; DA COSTA, R. B. R.; DE SOUZA, T. A. Z.; CORONADO, C. J. R.; PINTO, G. M.; CINTRA, A. J. A.; RAATS, O. O.; OLIVEIRA, B. M.; FREZ, G. V.; ALVES, L. F. R. Experimental analysis and life cycle assessment of green diesel (HVO) in dual-fuel operation with bioethanol. **Journal of Cleaner Production**, v. 389, p. 135989, fev. 2023. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0959652623001476>>.

SAHOO, B. B.; SAHOO, N.; SAHA, U. K. Assessment of a syngas-diesel dual fuelled compression ignition engine. **ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, ES 2010**, v. 1, p. 515–522, 2010.

SALVÀ, E. P.; GALLO, W. L. R. Determination of the Apparent Heat Release for Diesel Engines. In: 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013), 2013, Ribeirão Preto, SP. [...]. Ribeirão Preto, SP: 2013. p. 2030–2039.

SANDALCI, T.; KARAGÖZ, Y. Experimental investigation of the combustion characteristics, emissions and performance of hydrogen port fuel injection in a diesel engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 39, n. 32, p. 18480–18489, 2014.

SANKIR, M.; SANKIR, N. D. **Hydrogen Production Technologies**. [s.l.] Wiley, 2017.

SANTOS, N. D. S. A.; RÜCKERT ROSO, V.; TEIXEIRA MALAQUIAS, A. C.; COELHO BAËTA, J. G. Internal combustion engines and biofuels: Examining why this robust combination should not be ignored for future sustainable transportation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 148, p. 111292, set. 2021. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032121005797>>.

SARAVANAN, N.; NAGARAJAN, G.; DHANASEKARAN, C.; KALAISELVAN, K. M. Experimental investigation of hydrogen port fuel injection in DI diesel engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 32, n. 16, p. 4071–4080, 2007.

SARAVANAN, S.; NAGARAJAN, G.; SAMPATH, S. A Correlation for the Ignition Delay of a CI Engine Fuelled With Diesel and Biodiesel. **International Journal of Green Energy**, v. 11, n. 5, p. 542–557, 28 maio 2014. Disponível em: <<http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/15435075.2013.777906>>.

SELVAN, V. A. M.; ANAND, R. B.; UDAYAKUMAR, M. Combustion Characteristics of Diesohol Using Biodiesel as an Additive in a Direct Injection Compression Ignition Engine under Various Compression Ratios. **Energy & Fuels**, v. 23, n. 11, p. 5413–5422, 19 nov. 2009. Disponível em: <<https://pubs.acs.org/doi/10.1021/ef900587h>>.

SENECAL, K.; LEACH, F. **Racing Toward Zero: The Untold Story of Driving Green**. [s.l.: s.n.]

SENTHIL KUMAR, M.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. Use of hydrogen to enhance the performance of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. **International**

Journal of Hydrogen Energy, v. 28, n. 10, p. 1143–1154, 2003.

SILVEIRA, J. L. **Sustainable Hydrogen Production Processes**. [s.l.] Springer Cham, 2017. 185 p.

SINGH, D.; SUBRAMANIAN, K. A.; SINGAL, S. K. Emissions and fuel consumption characteristics of a heavy duty diesel engine fueled with Hydroprocessed Renewable Diesel and Biodiesel. **Applied Energy**, v. 155, n. April 2003, p. 440–446, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.06.020>>.

SOAM, S.; HILLMAN, K. Factors influencing the environmental sustainability and growth of hydrotreated vegetable oil (HVO) in Sweden. **Bioresource Technology Reports**, v. 7, p. 100244, set. 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2589014X19301343>>.

SOBERANIS, M. A. E.; FERNANDEZ, A. M. Soberanis, M. A. E. and Fernandez, A. M. (2010), A review on the technical adaptations for internal combustion engines to operate with gas/hydrogen mixtures, *International Journal of Hydrogen Energy*, 35, 12134–12140. A review on the technical adaptations f. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 35, n. 21, p. 12134–12140, 2010.

SONTHALIA, A.; KUMAR, N. Hydroprocessed vegetable oil as a fuel for transportation sector: A review. **Journal of the Energy Institute**, v. 92, n. 1, p. 1–17, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.joei.2017.10.008>>.

STĘPIEŃ, Z. A comprehensive overview of hydrogen-fueled internal combustion engines: Achievements and future challenges. **Energies**, v. 14, n. 20, 2021.

STETSON, N. T.; MCWHORTER, S.; AHN, C. C. Introduction to hydrogen storage. *In*: SUBRAMANI, V.; BASILE, A.; VEZIROĞLU, T. N. **Compendium of Hydrogen Energy, Volume 2: Hydrogen Storage, Distribution and Infrastructure**. [s.l.] Elsevier, 2016. p. 3–25.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 4th. ed. [s.l.] Red Globe Press, 2012. 516 p.

SUBRAMANI, V.; BASILE, A.; VEZIROĞLU, T. N. **Compendium of Hydrogen Energy: Hydrogen Production and Purification**. [s.l.] Elsevier, 2015.

SUN, B.; ZHANG, D.; LIU, F. Cycle variations in a hydrogen internal combustion

engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 38, n. 9, p. 3778–3783, mar. 2013. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319913000086>>.

SZWAJA, S.; GRAB-ROGALINSKI, K. Hydrogen combustion in a compression ignition diesel engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 34, n. 10, p. 4413–4421, 2009. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.03.020>>.

TANIOS, C.; LABAKI, M. Catalytic reforming: a sustainable technology for hydrogen production. *In: Recent Advances in Renewable Energy Technologies*. [s.l.] Elsevier, 2022. p. 199–247.

THIYAGARAJAN, S.; VARUVEL, E. G.; KARTHICKEYAN, V.; SONTHALIA, A.; KUMAR, G.; SARAVANAN, C. G.; DHINESH, B.; PUGAZHENDHI, A. Effect of hydrogen on compression-ignition (CI) engine fueled with vegetable oil/biodiesel from various feedstocks: A review. **International Journal of Hydrogen Energy**, n. xxxx, 2022. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.12.147>>.

TILLI, A.; KAARIO, O.; IMPERATO, M.; LARMI, M. Fuel Injection System Simulation with Renewable Diesel Fuels. **SAE Technical Paper**, 2009. Disponível em: <<https://www.sae.org/content/2009-24-0105/>>.

TREE, D. R.; SVENSSON, K. I. Soot processes in compression ignition engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 33, n. 3, p. 272–309, 2007.

VÁSQUEZ, M. C.; SILVA, E. E.; CASTILLO, E. F. Hydrotreatment of vegetable oils: A review of the technologies and its developments for jet biofuel production. **Biomass and Bioenergy**, v. 105, p. 197–206, 2017.

VERHELST, S.; WALLNER, T. Hydrogen-fueled internal combustion engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 35, n. 6, p. 490–527, 2009.

VERIANSYAH, B.; HAN, J. Y.; KIM, S. K.; HONG, S. A.; KIM, Y. J.; LIM, J. S.; SHU, Y. W.; OH, S. G.; KIM, J. Production of renewable diesel by hydroprocessing of soybean oil: Effect of catalysts. **Fuel**, v. 94, p. 578–585, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2011.10.057>>.

VERMA, S.; DAS, L. M.; BHATTI, S. S.; KAUSHIK, S. C. A comparative exergetic performance and emission analysis of pilot diesel dual-fuel engine with biogas, CNG and hydrogen as main fuels. **Energy Conversion and Management**, v. 151, n. June, p. 764–777,

2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.035>>.

VIEIRA, J. S.; SOUSA, T.; ROSAS, L.; LIMA, A.; RONCONI, C.; MOTA, C. Esterificação E Transesterificação Homogênea De Óleos Vegetais Contendo Alto Teor De Ácidos Graxos Livres. **Química Nova**, 2017. Disponível em: <http://quimicanova.sbq.org.br/audiencia_pdf.asp?aid2=6701&nomeArquivo=AR20170151.pdf>.

VIGNESH, P.; PRADEEP KUMAR, A. R.; SHANKAR GANESH, N.; JAYASEELAN, V.; SUDHAKAR, K. A review of conventional and renewable biodiesel production. **Chinese Journal of Chemical Engineering**, v. 40, p. 1–17, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.cjche.2020.10.025>>.

VIJAYARAGAVAN, M.; SUBRAMANIAN, B.; SUDHAKAR, S.; NATRAYAN, L. Effect of induction on exhaust gas recirculation and hydrogen gas in compression ignition engine with simarouba oil in dual fuel mode. **International Journal of Hydrogen Energy**, 2021. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.11.201>>.

VOJTISEK-LOM, M.; BERÁNEK, V.; MIKUŠKA, P.; KŘŮMAL, K.; COUFALÍK, P.; SIKOROVÁ, J.; TOPINKA, J. Blends of butanol and hydrotreated vegetable oils as drop-in replacement for diesel engines: Effects on combustion and emissions. **Fuel**, v. 197, p. 407–421, 2017.

VOLVO. **Electrifying heavy-duty vehicles is the biggest challenge in the industry**. Disponível em: <<https://www.volvotrucks.com/en-en/trucks/alternative-fuels/electric-trucks.html>>.

WAPPELHORST, S. The end of the road? An overview of combustionengine car phase-out announcements across Europe. **International Council on Clean Transportation**, n. May, p. 1–19, 2020.

WÄRTSILÄ. **Wärtsilä Dual fuel engines**. Disponível em: <<https://www.wartsila.com/marine/products/engines-and-generating-sets/dual-fuel-e>>. Acesso em: 5 jun. 2022.

WEAVER, C. S.; TURNER, S. H. Dual Fuel Natural Gas/Diesel Engines: Technology, Performance, and Emissions. In: Sae Technical Paper Series, 41 2., 1994, [...]. 1994. v. 940548, p. 92.

WEBER, A. Z.; LIPMAN, T. E. **Fuel Cells and Hydrogen Production**. New York, NY: Springer New York, 2019. 1179 p.

WHITE, C. M.; STEEPER, R. R.; LUTZ, A. E. The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 31, n. 10, p. 1292–1305, ago. 2006. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319905003721>>.

XENGINEER.ORG. **Main parameters of an engine piston and cylinder**. Disponível em: <<https://x-engineer.org/engine-piston-cylinder-parameters/>>. Acesso em: 15 jul. 2022.

XIA, Q.; WANG, K.; HAN, Z.; TIAN, W. A comparative study of combustion and emission characteristics of butanol isomers on a diesel engine with dual fuel butanol isomers/diesel compound combustion. **Fuel**, v. 254, n. January, p. 115581, 2019.

XU, X.; ZHOU, Q.; YU, D. The future of hydrogen energy: Bio-hydrogen production technology. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 47, n. 79, p. 33677–33698, set. 2022. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360319922033961>>.

ZHOU, J. H.; CHEUNG, C. S.; LEUNG, C. W. Combustion, performance, regulated and unregulated emissions of a diesel engine with hydrogen addition. **Applied Energy**, v. 126, p. 1–12, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.03.089>>.

ZOHURI, B. **Hydrogen Energy**. Cham: Springer International Publishing, 2019. 283 p.

APÊNDICE A – COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS NO PROJETO

A.1 Processo de produção de HVO

O HVO é produzido pela hidrogenação e hidrocrackeamento de óleos vegetais e gorduras animais, utilizando hidrogênio e catalisadores em processos que envolvem altas temperaturas e pressões (ETIP BIOENERGY, 2020). Dentre as principais matérias-primas utilizadas para a produção de HVO, destacam-se a canola, a palma, a soja, o girassol e o *tall oil* (subproduto do processo Kraft para a produção de celulose, extraído do licor negro), além de óleos residuais de fritura e gorduras animais (DOUVARTZIDES *et al.*, 2019; SOAM; HILLMAN, 2019).

A produção de HVO tem início, geralmente, com um pré-tratamento de limpeza da matéria-prima, para a remoção de contaminantes e impurezas (HILBERS *et al.*, 2015). Na sequência, ocorre o processo de hidrogenação, que consiste em saturar as ligações duplas e triplas dos triglicerídeos insaturados da matéria-prima a partir de reações com o hidrogênio em um ambiente de alta pressão e temperatura, na presença de um catalisador, formando apenas ligações simples (SONTHALIA; KUMAR, 2019; JULIO *et al.*, 2022). Uma vez que as ligações estejam saturadas, a adição de mais hidrogênio resultará na separação da molécula de glicerol do óleo vegetal saturado, formando biopropano e uma cadeia livre de ácidos graxos (VÁSQUEZ; SILVA; CASTILLO, 2017; JULIO *et al.*, 2022).

Os ácidos carboxílicos presentes nos ácidos graxos livres devem ser removidos para formar uma cadeia linear de alcanos. Esse processo pode ser realizado de três formas, como apresentado na Figura A.1 (VERIANSYAH *et al.*, 2012; CARRILLO, 2018):

1. Hidrodesoxigenação (HDO): Consiste na reação dos ácidos graxos com mais hidrogênio, produzindo um hidrocarboneto com o mesmo número de átomos de carbono presente na cadeia de ácido graxo e liberando oxigênio na forma de dois mols de água;

2. Descarboxilação (DCO_x): Remoção do oxigênio presente no ácido graxo, produzindo um hidrocarboneto com um átomo de carbono a menos e liberando o oxigênio na forma de dióxido de carbono;
3. Descarboxilação (DCO): Remoção do oxigênio presente no ácido graxo pela reação com hidrogênio, produzindo um hidrocarboneto e liberando o oxigênio na forma de monóxido de carbono e água.

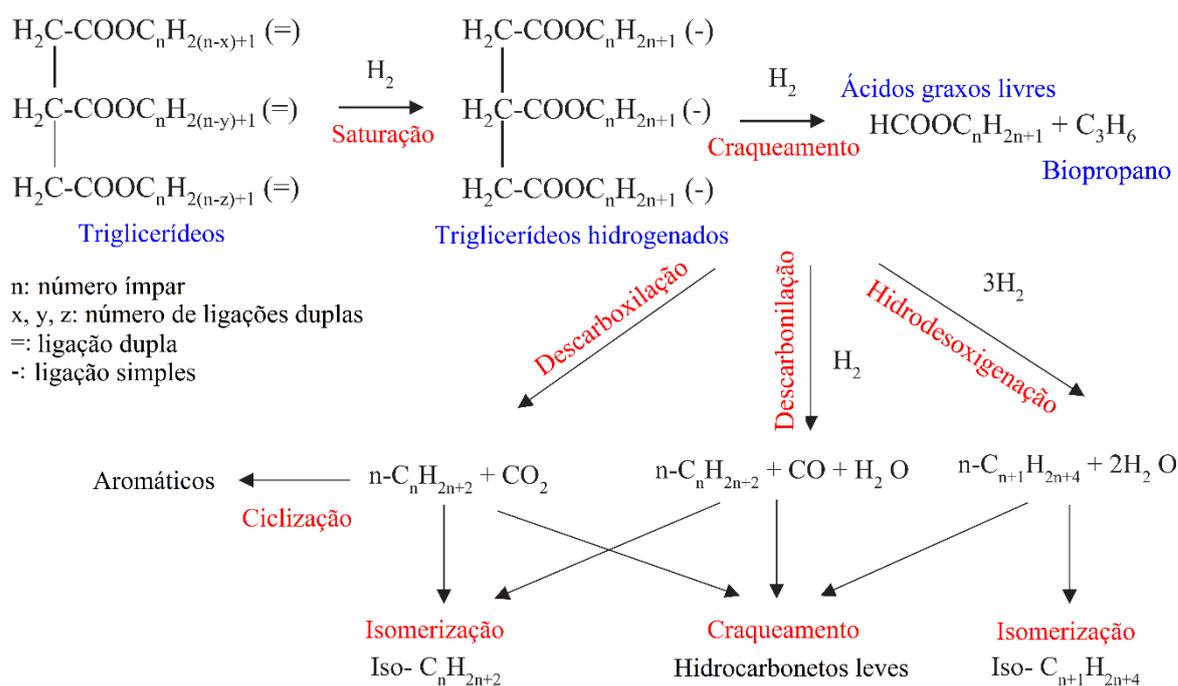
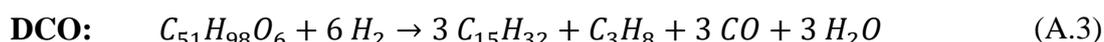
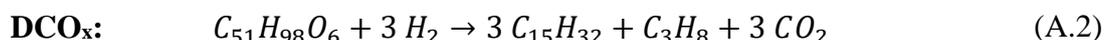
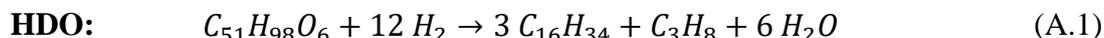


Figura A.1: Possíveis reações para a produção de HVO

Fonte: Veriansyah et al. (2012) (Adaptado)

Observa-se que a escolha das rotas utilizadas na produção deste biocombustível interfere diretamente na demanda de hidrogênio do processo. Por exemplo, para um triglicerídeo composto por três moléculas de ácido palmítico, a reação de hidrodesoxigenação exige 12 mols de H₂ para produzir um n-alcano de 16 carbonos (Equação A.1); enquanto a reação de descarboxilação exige 6 mols (Equação A.2) e a reação de descarboxilação apenas 3 mols de H₂ (Equação A.3). Observa-se também que as reações DCO_x e DCO produzem um n-alcano com um carbono a menos do que o observado no ácido graxo, enquanto que a reação HDO gera um hidrocarboneto com o mesmo número de átomos de carbono encontrados na cadeia de ácido graxo. Alternativamente, o CO e o CO₂ formados nas reações DCO_x e DCO podem ser

convertidos em CH₄ através de uma reação de metanação, necessitando um adicional de hidrogênio para tal (CARRILLO, 2018).



Finalmente, os n-alcanos produzidos podem passar por um processo de isomerização, transformando-os em iso-alcanos, o que proporciona uma melhora nas propriedades do HVO em baixas temperaturas e reduz seu ponto de congelamento (NESTE CORPORATION, 2020). Alternativamente, os n-alcanos podem ser submetidos a um processo de craqueamento para a produção de hidrocarbonetos mais leves, ou ciclização para a obtenção de aromáticos (VERIANSYAH *et al.*, 2012).

Uma comparação entre os processos de produção de biodiesel e de HVO é apresentada na Tabela A.1.

Tabela A.1: Comparação entre os processos de produção de Biodiesel e HVO

	Biodiesel	HVO
Matéria-prima	Óleos vegetais e residuais, gorduras animais, etc.	
Processo usual	Transesterificação	Hidroprocessamento
Reagente	Álcool (metanol é o mais comum)	Hidrogênio
Catalisador	NaOH ou KOH	Ni-Mo/Al ₂ O ₃ , CoMo, Pd/ZrO ₂ , etc.
Subproduto	Glicerol	Bio-propano (rota HDO)

Fonte: Adaptado de Vignesh *et al.* (2021) e No (2014)

A.2 Principais processos de produção de hidrogênio

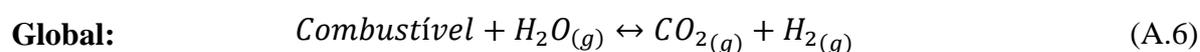
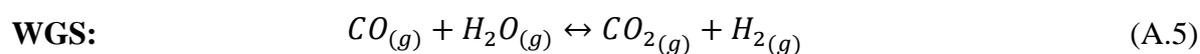
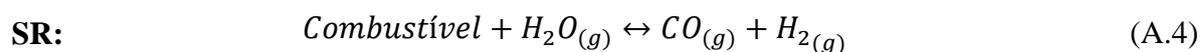
O hidrogênio pode ser produzido por diferentes processos e utilizando uma grande variedade de fontes primárias, que podem ser renováveis ou não renováveis. Neste sentido, a produção a partir de combustíveis fósseis é dominante, contabilizando a maior parte da produção mundial. Ao mesmo tempo, rotas alternativas têm sido desenvolvidas para reduzir as

emissões de CO₂ associadas à produção deste vetor energético e alcançar um desenvolvimento mais sustentável, como por exemplo pela utilização de biomassa e eletricidade de fontes renováveis (SANKIR; SANKIR, 2017; WEBER; LIPMAN, 2019). Algumas das principais alternativas de produção de hidrogênio são discutidas a seguir.

A) Reforma a vapor

Atualmente, a reforma a vapor é o principal processo de produção de hidrogênio, possuindo como vantagens a elevada eficiência de conversão e o maior custo-benefício em comparação com outros processos (SILVEIRA, 2017; ZOHURI, 2019). Este processo ocorre em duas etapas principais: a primeira se dá a uma temperatura mais alta (reforma do vapor), na qual um insumo (hidrocarboneto ou álcool) reage com o vapor superaquecido formando uma mistura gasosa composta principalmente por H₂, CO, CO₂ e vapor que não reagiu. A segunda etapa, chamada de reação de *water-gas shift* (WGS), ocorre em temperaturas inferiores às aquelas atingidas na etapa anterior, e tem o objetivo de aumentar a quantidade de hidrogênio produzido ao proporcionar uma reação do CO com H₂O (SILVEIRA, 2017; WEBER; LIPMAN, 2019).

As principais reações que envolvem este processo são apresentadas a seguir. A reação da reforma a vapor (SR – *steam reforming*, em inglês) é representada pela Equação A.4, enquanto que a Equação A.5 apresenta a reação *water-gas shift*. A reação global que representa este processo é apresentada pela Equação A.6 (SILVEIRA, 2017).



Dentre as matérias-primas utilizadas no processo de reforma a vapor, o gás natural é o mais utilizado, de modo que a reforma a vapor de metano é uma tecnologia bastante madura e economicamente atrativa (SUBRAMANI; BASILE; VEZIROĞLU, 2015; WEBER; LIPMAN, 2019). A grande desvantagem deste processo está relacionada às emissões de gases de efeito estufa, uma vez que a reação produz CO₂ (Equação A.6). Além do gás natural, biogases ricos em metano podem ser utilizados neste processo de forma bastante eficiente (BRAGA *et al.*,

2013). A reforma a vapor de metano produz um gás rico em hidrogênio, com uma composição típica, em base seca, de 70-75 % de hidrogênio, 2-6 % de metano, 7-10 % de monóxido de carbono e 6-14 % de dióxido de carbono (WEBER; LIPMAN, 2019).

Outra alternativa interessante para a produção de hidrogênio é pela reforma a vapor de álcoois (SILVEIRA, 2017). São encontrados, na literatura, diversos estudos relacionados à produção de hidrogênio a partir da reforma a vapor de etanol, metanol, glicerol, butanol, dentre outros. Bio-óleos renováveis obtidos a partir da pirólise de biomassas também podem ser utilizados para a produção de hidrogênio pelo processo de reforma a vapor (CHEN; SUN; WANG, 2017).

B) Eletrólise da água

A eletrólise é um processo eletroquímico em que as moléculas de água são decompostas em moléculas de hidrogênio e oxigênio, a partir da utilização de uma fonte de eletricidade, em um equipamento chamado eletrolisador. Neste sentido, o eletrolisador é um dispositivo que utiliza a eletricidade para separar as moléculas de água e produzir de hidrogênio, em um processo reverso ao das células a combustível (SILVEIRA, 2017; WEBER; LIPMAN, 2019). A reação geral da eletrólise é apresentada na Equação A.7 (WEBER; LIPMAN, 2019).



Os principais tipos de eletrolisadores são o alcalino, o tipo PEM e o de óxido sólido. Nos eletrolisadores alcalinos, que utilizam eletrólitos líquidos de hidróxido de potássio ou de hidróxido de sódio, o hidrogênio é produzido no cátodo, enquanto o ânodo produz o oxigênio. Já nos eletrolisadores PEM, que utilizam uma fina membrana de polímero sólido como eletrólito, a água é oxidada no ânodo, produzindo oxigênio, prótons e elétrons; estes prótons passam através da fina membrana em direção ao cátodo, onde são transformados em hidrogênio (WEBER; LIPMAN, 2019). As reações que ocorrem nestes dois eletrolisadores são apresentadas na Tabela A.2.

Tabela A.2: Reações químicas em eletrolisadores alcalino e PEM

	Eletrolisador alcalino	Eletrolisador PEM
Ânodo	$4 OH^- \rightarrow O_2 + 2 H_2O + 4e^-$	$H_2O \rightarrow \frac{1}{2} O_2 + 2 H^+ + 2e^-$
Cátodo	$4 H^+ + 4e^- \rightarrow 2 H_2$	$2 H^+ + 2e^- \rightarrow H_2$

Fonte: Silveira et al. (2017)

Os eletrolisadores de óxido sólido, por outro lado, realizam a eletrólise em elevadas temperaturas (600-1000 °C) e atingem maiores eficiências. Estes eletrolisadores substituem parte da demanda elétrica por energia térmica, sendo bastante atraentes para produção de H₂ em locais com disponibilidade de uma fonte térmica de elevada temperatura, como em usinas nucleares, geotérmicas e solares térmicas (SILVEIRA, 2017).

Além do hidrogênio de alta pureza, a eletrólise também produz oxigênio puro como subproduto. A eletrólise pode ser realizada a partir de qualquer fonte elétrica, com destaque para alternativas renováveis como solar fotovoltaica, eólica, hidrelétrica, biomassa, dentre outras, como uma alternativa para produzir um hidrogênio não poluente (SILVEIRA, 2017).

C) Gaseificação e pirólise

A gaseificação pode ser definida como a conversão termoquímica de um material sólido ou líquido em um gás combustível através da oxidação parcial deste material em temperaturas elevadas (LORA; VENTURINI, 2012). O processo de gaseificação consiste na conversão de um material sólido em combustível gasoso, em um ambiente com déficit de oxigênio, evitando a oxidação completa, como ocorre nos processos de combustão, produzindo um gás chamado de gás de síntese ou *syngas*, composto principalmente de CO, CO₂, H₂, H₂O e CH₄ (CORONADO; YOSHIOKA; SILVEIRA, 2011; SILVEIRA, 2017).

O *syngas* pode ser produzido pelo processo de gaseificação utilizando uma ampla variedade de hidrocarbonetos, como carvão, óleos residuais pesados, outros subprodutos de baixo valor derivados do refino do petróleo, biomassas, biocombustíveis, entre outros (WEBER; LIPMAN, 2019). A reação de *water-gas shift* (Equação 4.5) também pode ser utilizada quando se objetiva a produção adicional de hidrogênio a partir do monóxido de carbono e da água presentes no *syngas*, ao mesmo tempo em que o metano presente pode ser reformado em um processo de reforma a vapor (DEMIRBAŞ, 2002; WEBER; LIPMAN, 2019).

Observa-se que, ao produzir hidrogênio por este processo, também serão gerados CO e CO₂, de modo que a utilização de sistemas que fazem a captura e o armazenamento de carbono podem ser necessários (OECD, 2005).

A pirólise consiste na decomposição termoquímica de hidrocarbonetos ou biomassas em atmosferas com altas temperaturas e na ausência de oxigênio, criando produtos na forma sólida, líquida e/ou gasosa (LORA; VENTURINI, 2012). A pirólise de biomassa produz bio-óleos que podem ser posteriormente utilizados no processo de reforma a vapor, possuindo como vantagem o fato de o bio-óleo ser mais facilmente transportável do que a biomassa e o hidrogênio (WEBER; LIPMAN, 2019). Já a pirólise do gás natural, além de produzir hidrogênio, produz carbono sólido (*char*) como subproduto e não produz nenhum CO₂ de forma direta, o que resulta em menores emissões de poluentes, uma vez que este subproduto pode ser facilmente reaproveitado, principalmente na indústria de borracha para a fabricação de pneus (EPE, 2022).

D) Outros processos menos usuais

Diversos outros processos de produção de hidrogênio são conhecidos e outros vêm sendo testados em escala laboratorial. Alguns processos menos usuais são sumarizados a seguir.

Dentre as demais alternativas termoquímicas para a produção de hidrogênio, pode-se destacar a reforma autotérmica, que combina as características das reações de reforma a vapor e da oxidação parcial, de modo que parte da energia térmica liberada pela parcela da matéria-prima oxidada é utilizada no processo de reforma (endotérmico), proporcionando uma redução considerável na demanda energética do processo (BRETT *et al.*, 2012). Outra tecnologia disponível é a reforma a seco ou reforma com CO₂, que consiste em um processo endotérmico catalítico que converte CH₄ e CO₂ em um gás de síntese composto por H₂ e CO, em uma proporção próxima a 1:1, sendo uma alternativa mais aplicável quando uma maior proporção de CO é requerida (TANIOS; LABAKI, 2022).

Diversos processos biológicos também podem ser encontrados na literatura para a produção do chamado bio-hidrogênio. A biofotólise da água é um processo biológico, baseado na fotossíntese das plantas e algas, em que microrganismos decompõem a água e produzem hidrogênio e oxigênio (FONSECA, 2016; XU; ZHOU; YU, 2022). A fotofermentação é um processo em que bactérias fotossintéticas degradam compostos orgânicos de baixo peso

molecular, como ácidos graxos, álcoois e açúcares, produzindo CO_2 e H_2 , em um ambiente anaeróbico e na presença constante de iluminação (SUBRAMANI; BASILE; VEZIROĞLU, 2015; WEBER; LIPMAN, 2019). Por fim, a fermentação escura é um processo em que bactérias convertem resíduos orgânicos em H_2 e CO_2 através da fermentação em condições anaeróbicas, sem a dependência de luz (WEBER; LIPMAN, 2019; FERREIRA; GOUVEIA, 2020).

A.2.1 Classificações do hidrogênio quanto a sua forma de produção

Dependendo do tipo de fonte e do processo utilizado para a produção do hidrogênio, custos diferentes são verificados, de modo que a escolha das matérias-primas utilizadas, a escolha da tecnologia e as diferentes características ambientais de cada processo vão interferir na qualidade e no preço do hidrogênio. Nesse sentido, o hidrogênio pode ser caracterizado em cores distintas, representando as principais alternativas para a sua obtenção. Essas classificações podem apresentar algumas divergências entre diferentes autores, sendo a classificação aqui apresentada baseada em EPE (2022) e Ajanovic, Sayer e Haas (2022).

- Hidrogênio preto: Representa o hidrogênio produzido pela gaseificação do carvão preto (antracito), sem nenhum tipo de processo de captura de carbono. A grande desvantagem deste se dá pela elevada produção de CO_2 . É uma alternativa bastante utilizada na China, capaz de apresentar eficiências de conversão da ordem de 74-85 %.
- Hidrogênio marrom: É o hidrogênio produzido a partir da gaseificação do carvão do carvão marrom (hulha), sem nenhum tipo de processo de captura de carbono.
- Hidrogênio cinza: Hidrogênio produzido a partir da reforma a vapor de gás natural, sendo a alternativa mais utilizada mundialmente. A elevada emissão de CO_2 durante este processo consiste na grande desvantagem da sua aplicação. Apesar disso, é uma tecnologia bastante madura e economicamente mais atrativa, apresentando eficiências da ordem de 60-85 %.
- Hidrogênio azul: Hidrogênio produzido a partir da reforma a vapor de metano, combinado com tecnologias de captura e armazenamento de carbono, como uma forma de reduzir as emissões de gases de efeito estufa associadas à produção. Observa-se que

alguns autores, como Noussan *et al.* (2020), não distinguem a fonte primária utilizada para a produção de hidrogênio para os casos em que tecnologias de captura e armazenamento de carbono são aplicadas, de modo que a gaseificação de carvão, preto ou marrom, com captura de carbono, também produz o hidrogênio azul. Este tipo de H₂ é considerado uma alternativa interessante até uma transição completa para a utilização do hidrogênio verde.

- Hidrogênio turquesa: É o hidrogênio obtido a partir da pirólise do gás natural, tendo como subproduto o negro de fumo, que consiste em uma forma sólida do carbono. Deste modo, este processo não emite CO₂ para a atmosfera.
- Hidrogênio amarelo: Hidrogênio produzido a partir da eletrólise, utilizando a eletricidade da rede elétrica. Os custos e os impactos ambientais deste hidrogênio são diretamente associados à matriz elétrica local.
- Hidrogênio rosa/roxo: Hidrogênio produzido a partir da eletrólise, utilizando a energia elétrica produzida por usinas nucleares. Esta alternativa tem como desvantagem a produção de lixo nuclear.
- Hidrogênio verde: Hidrogênio produzido a partir da eletrólise, utilizando a eletricidade proveniente de fontes renováveis, como energia solar fotovoltaica, eólica e hidrelétricas. Esse é o hidrogênio que desperta maior interesse da sociedade na busca por uma matriz energética mais sustentável.

As principais classificações do hidrogênio produzido, bem como os respectivos processos de produção estão resumidos na Figura A.2.

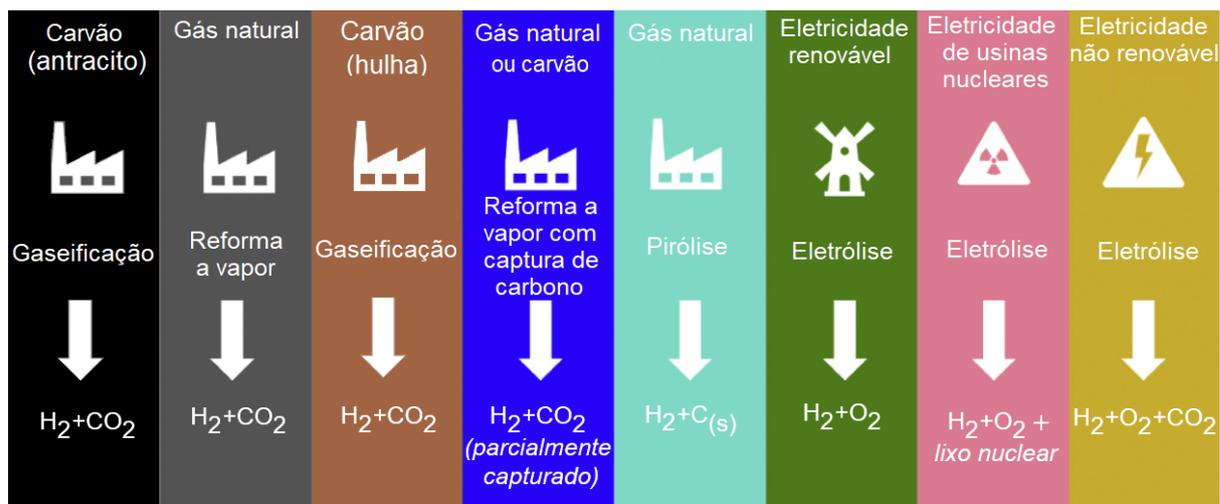


Figura A.2: Sumário dos processos de produção de hidrogênio e suas respectivas cores

Fonte: Adaptado de Ajanovic, Sayer e Haas, (2022)

A.3 Biodiesel

De acordo com a Resolução ANP N°45, de 25/08/2014, biodiesel é um combustível composto de alquil ésteres de ácidos carboxílicos de cadeia longa, produzidos a partir da transesterificação e/ou esterificação de ácidos graxos ou gorduras de origem vegetal ou animal. O biodiesel é um biocombustível que pode ser produzido a partir de recursos renováveis provenientes de biomassas, sendo uma alternativa para reduzir a dependência de combustíveis fósseis derivados do petróleo (LORA; VENTURINI, 2012).

O biodiesel pode ser utilizado em motores de ignição por compressão em estado puro ou misturado ao diesel fóssil, sem haver a necessidade de grandes modificações ou adaptações no motor. Trata-se de um biocombustível não tóxico, de elevada lubricidade, alto número de cetano, poder calorífico ligeiramente inferior ao do diesel, com baixíssimos teores de enxofre e isento de compostos aromáticos (LORA; VENTURINI, 2012).

O biodiesel é produzido pela alteração da estrutura química de triglicerídeos através dos processos de transesterificação e/ou esterificação, produzindo ésteres de cadeias menores (BRUNETTI, 2012). Ele pode ser produzido a partir de uma grande variedade de matérias-primas, como óleos vegetais (com destaque para os óleos de girassol, canola, soja, coco e palma), óleos de fritura, gorduras animais (por exemplo, sebos de vaca e de porco), lipídeos

provenientes de algas, microalgas, bactérias e fungos, e matérias graxas de esgotos (LORA; VENTURINI, 2012).

O processo mais comum para produção do biodiesel é a transesterificação, no qual um triglicerídeo reage com um álcool, geralmente na presença de um catalisador, para separar o glicerol do óleo vegetal, reduzindo significativamente a sua viscosidade. Os principais álcoois utilizados neste processo são o etanol ou metanol (CORONADO, 2010; BRUNETTI, 2012). A esterificação, por outro lado, é um processo que consiste na conversão de ácidos graxos livres em ésteres, também pela reação com um álcool, eliminando água (VIEIRA *et al.*, 2017). Óleos que contém elevada quantidade de ácidos graxos livres são primeiramente submetidos ao processo de esterificação, visando reduzir o teor desses ácidos, sendo a esterificação um pré-tratamento do glicerídeo para a posterior realização da transesterificação (CORONADO, 2010).

Moser (2009) destaca que, apesar de o biodiesel ser uma alternativa ambientalmente interessante em comparação com o diesel, este possui algumas características negativas que resultam em desvantagens para a sua maior aplicação em motores de ignição por compressão, como alto custo da matéria-prima; dificuldade de armazenamento associada à sua menor estabilidade a oxidação; menor poder calorífico inferior (PCI) do que o diesel e piores propriedades em baixas temperaturas. Neste sentido, Kim *et al.* (2014) destaca que o HVO é uma alternativa renovável capaz de competir com o biodiesel.

No presente trabalho, o biodiesel utilizado já se encontra previamente misturado com o diesel, no combustível comercialmente conhecido como diesel S10, de modo que não foram produzidas misturas adicionais com este biocombustível.

A.4 Farnesano

O farnesano é um hidrocarboneto pertencente à família dos isoprenóides, que são uma família de compostos com estruturas químicas derivadas do isopreno (C₅H₈) (MILLO *et al.*, 2014; DA COSTA, 2021). Ele é composto por uma molécula única de 15 carbonos, com nome químico 2, 6, 10-trimetilduodecano (Figura A.3), sendo produzido a partir da fermentação de açúcares derivados de biomassas por microrganismos geneticamente modificados, originando um composto chamado de farneseno, que é posteriormente hidrogenado para produzir o biocombustível farnesano (MILLO *et al.*, 2014; DA COSTA, 2021).

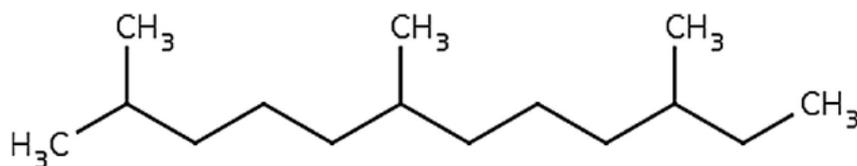


Figura A.3: Estrutura molecular do farnesano

Fonte: Millo et al. (2014)

Millo *et al.* (2014) destaca que o farnesano possui propriedades químicas e físicas semelhantes às do óleo diesel, assim como viscosidades e densidades semelhantes. Além disso, os autores destacam que o maior PCI e maior número de cetano do farnesano, em comparação com o diesel, proporcionam uma melhor combustão. Finalmente, estes autores apontam que a ausência de enxofre e de compostos aromáticos na composição do farnesano contribuem para redução das emissões de materiais particulados e nos níveis de fumaça, em comparação com o diesel puro.

O processo de produção de farnesano a partir da fermentação anaeróbia de açúcares derivados de biomassas recebe o nome de *Direct Sugar to Hydrocarbon* (DSHC), que apresenta uma tradução livre como produção direta de hidrocarbonetos a partir de açúcares (BARBOSA, 2019). Neste processo, os açúcares provenientes das biomassas são submetidos a um processo de fermentação anaeróbia, em que microrganismos de levedura geneticamente modificados convertem as moléculas de açúcar das biomassas em alcenos, chamados de farneseno (C₁₅H₂₄), além de outros subprodutos. O farneseno é separado e passa por um processo de hidrogenação, para que ele seja transformado no farnesano; que também é conhecido como bioquerosene ou diesel de cana de açúcar, em alusão ao seu processo de produção (NEULING; KALTSCHMITT, 2015; IHA *et al.*, 2018).

No Brasil, este combustível foi produzido, durante um tempo, pela empresa Amyris Biotechnology Inc., em uma planta piloto localizada em Campinas-SP, tendo sido testado em ônibus urbanos, nas cidades de São Paulo e Rio de Janeiro, na forma de misturas com diesel em proporção volumétrica de 10 % de diesel de cana e 90 % de diesel fóssil (MILLO *et al.*, 2014). Estudos indicam que a utilização do farnesano puro ou na forma de misturas com diesel podem resultar em menores emissões de NO_x, HC, CO e MP (MILLO *et al.*, 2014; DA COSTA *et al.*, 2021). Apesar destas vantagens, a produção deste biocombustível foi encerrada no país.

A.5 Biogás

O biogás é um biocombustível obtido a partir da biodigestão anaeróbica da matéria orgânica, composto majoritariamente de metano (CH_4) e dióxido de carbono, podendo apresentar, em menores quantidades, sulfeto de hidrogênio (H_2S), amônia (NH_3), água e nitrogênio. Seu uso vem crescendo mundialmente, demonstrando ser uma alternativa capaz de contribuir para a matriz energética ao mesmo tempo em que proporciona uma solução para a destinação de resíduos (RIBEIRO, 2020). Dentre os principais benefícios verificados no uso do biogás, podem-se destacar: a preservação das águas (eutrofização associada aos dejetos), o incentivo ao desenvolvimento tecnológico, a redução das emissões de gases de efeito estufa (o gás metano tem um potencial de efeito estufa 21 vezes maior que do CO_2) e a oportunidade de se utilizar um resíduo orgânico como fonte energética (LORA; VENTURINI, 2012; RIBEIRO, 2020).

A produtividade na decomposição anaeróbica da matéria orgânica é bastante sensível às propriedades da matéria-prima, de modo que a composição do biogás é bastante variável. Em geral, o conteúdo volumétrico de CH_4 no biogás varia entre 40 a 75 %, enquanto que o de CO_2 pode variar entre 25 a 40 % (LORA; VENTURINI, 2012). Se adequadamente tratado para a eliminação da água e outros contaminantes, o biogás pode ser utilizado como substituto para o gás natural em muitas aplicações (GOSWAMI; KREITH, 2017). Além disso, a remoção do CO_2 possibilita um aprimoramento do biogás, produzindo um biocombustível conhecido como biometano, que pode apresentar concentração de metano superiores a 97 % (LORA; VENTURINI, 2012). Neste sentido, tanto o biogás quanto o biometano podem ser empregados em microturbinas, células a combustível e em grupos geradores (GOSWAMI; KREITH, 2017).

A biodigestão anaeróbica ocorre em estruturas conhecidas como biodigestores. Os biodigestores podem ser descontínuos (batelada), semi-contínuos e contínuos (GOSWAMI; KREITH, 2017). Dois dos principais biodigestores utilizados são apresentados nas Figuras A.4 e A.5. A Figura A.4 apresenta um exemplo de biodigestor modelo Indiano e a Figura A.5 apresenta um biodigestor Chinês.

Nos biodigestores, a matéria orgânica é decomposta em quatro etapas: hidrólise, fermentação (acidogênese), oxidação anaeróbia (acetogênese) e formação do metano (metanogênese) (KARLSSON *et al.*, 2014). Nestas etapas, diferentes grupos metabólicos de

micro-organismos que não sobreviveriam na presença de oxigênios são utilizados, daí a necessidade de o processo ser anaeróbico (KUNTE, 2015). Observa-se, que a eficiência do processo é dependente não somente dos microrganismos, mas também de outros fatores, como pH, temperatura, tipo de substrato, tempo de retenção, mistura, agitação, luminosidade, entre outros (GOSWAMI; KREITH, 2017; RIBEIRO, 2020).

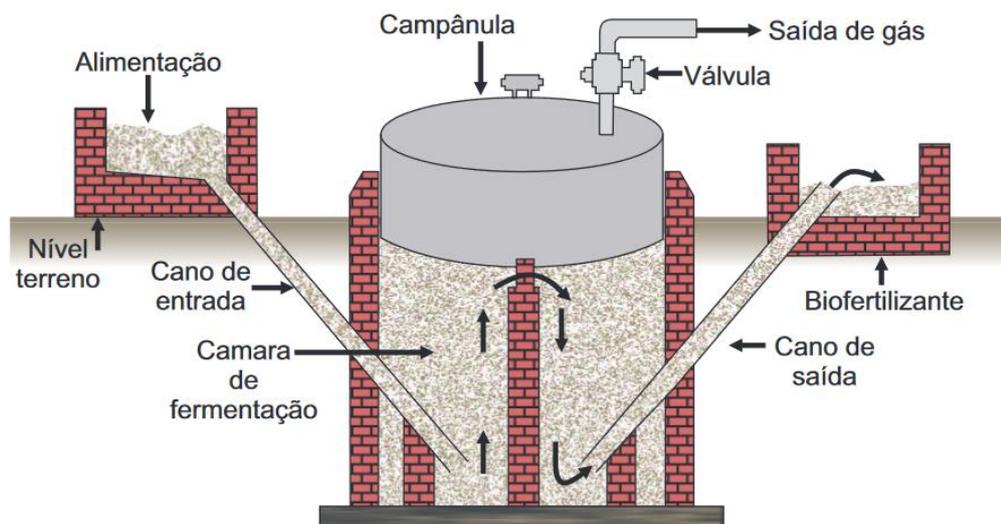


Figura A.4: Esquema de concepção de biodigestores modelo Indiano

Fonte: Cassini, Coelho e Pecora (2014)

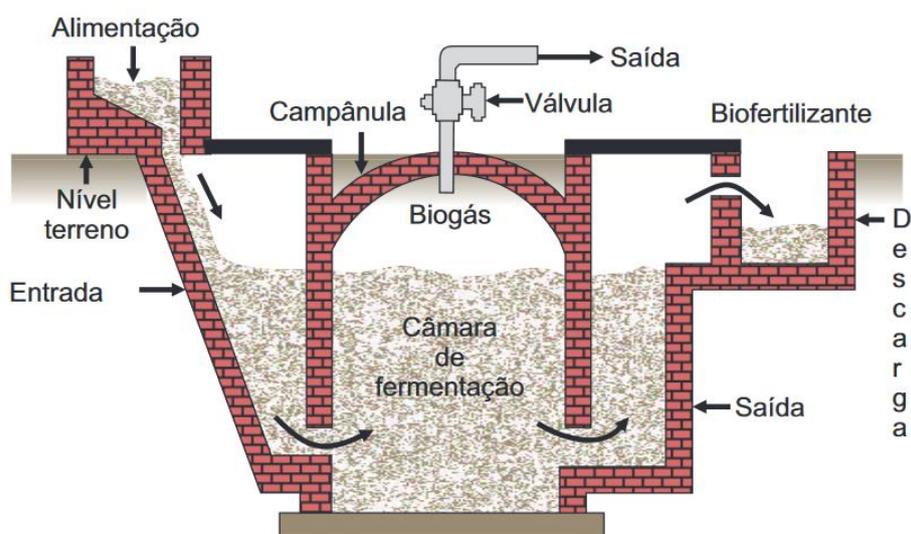


Figura A.5: Esquema de concepção de biodigestores modelo Chinês

Fonte: Cassini, Coelho e Pecora (2014)

Da mesma forma que o gás natural, o biogás pode ser utilizado em motores de combustão interna. Neste sentido, seu uso é mais comum em grupos geradores que utilizam motores de ignição por centelha, uma vez que este biocombustível também possui elevada octanagem e elevada temperatura de autoignição (QIAN *et al.*, 2017), com destaque no Brasil para as aplicações voltadas ao setor agropecuário (dejetos), em aterros municipais ou em estações de tratamento de água e esgoto (ABIOGÁS, 2020). Por outro lado, a utilização de biogás em motores de ignição por compressão em modo *dual-fuel* tem despertado interesse, pois se mostra uma alternativa eficiente para reduzir o consumo de diesel, ao mesmo tempo em que auxilia na redução das emissões de gases de efeito estufa (MUSTAFI; RAINE; VERHELST, 2013).

Qian *et al.* (2017) destacam que o uso de biogás em motores de ignição por centelha pode ajudar a inibir as emissões de CO₂ e o risco de detonações, uma vez que a CO₂ reduz a taxa de combustão. Por outro lado, os autores destacam que o baixo PCI e a baixa velocidade de propagação de chama do biogás resultam em instabilidades na combustão. Neste sentido Qian *et al.* (2017) afirmam que o uso de biogás em motores de *dual-fuel* é a forma mais eficiente de aproveitar este biocombustível, permitindo reduzir substancialmente as emissões de NO_x e material particulado.

Neste sentido, Legrottaglie *et al.* (2021) compararam a operação de um motor de ignição por compressão *dual-fuel* com um motor de ignição por centelha, ambos operando com biogás e trabalhando na mesma potência, e observaram as seguintes vantagens quando o biocombustível era utilizado no motor *dual-fuel*:

- O motor *dual-fuel* apresentou uma eficiência cerca de 20 % superior devido à maior eficiência termodinâmica do ciclo Diesel (maiores relações volumétricas de compressão), menores perdas de bombeamento (sucção e exaustão);
- Redução de 20 % nas emissões de CO₂ associadas à redução de consumo de biogás para gerar a mesma potência;
- Menor sensibilidade a composição do biogás, o que facilita o controle da operação do motor;
- Menor quantidade de modificações que devem ser realizadas no motor Diesel para se adequar à operação com biogás (a câmara de combustão pode ser a mesma, não é necessária a substituição dos pistões e a modificação do sistema de ignição);
- Os sistemas, no geral, são mais compactos.

A.5.1 Biometano

O biometano é um biocombustível obtido a partir da purificação e limpeza do biogás, e consiste basicamente de um melhoramento do biogás produzido nos biodigestores, visando a utilização deste combustível melhorado como um substituto do gás natural (LORA; VENTURINI, 2012; RIBEIRO, 2020). Neste processo de melhoramento, o biometano resultante da limpeza e purificação do biogás apresenta uma fração elevada de metano na sua composição (>97 %), além de um PCI comparável ao do próprio gás natural, de modo que esse combustível também é conhecido com gás natural renovável (GNR) (CASSINI; COELHO; PECORA, 2014). A Tabela A.3 apresenta uma comparação das especificações típicas do biogás e do biometano.

Tabela A.3: Comparação entre as especificações típicas do biogás e do biometano

Componente	Biogás	Biometano
Metano	50 – 75 % vol.	> 97 % vol.
Dióxido de carbono	25 – 45 % vol.	< 1 % vol.
Nitrogênio	< 2 % vol.	< 2 % vol.
Oxigênio	< 2 % vol.	< 0,5 % vol.
Sulfeto de hidrogênio	< 300 mg/Nm ³	< 5 mg/Nm ³
Água	2 – 7 % vol.	< 0,03 g/Nm ³
Poder calorífico inferior	~ 23000 kJ/m ³	~ 35500 kJ/m ³

Fonte: Adaptada de Berndt (2006), Friehe, Weiland e Schattauer (2010) e Cassini, Coelho e Pecora (2014)

Os principais processos utilizados para o melhoramento do biogás em biometano têm como objetivos (LORA; VENTURINI, 2012; CASSINI; COELHO; PECORA, 2014; RIBEIRO, 2020):

- Recuperação do CH₄ e a remoção de CO₂ do gás: A remoção do CO₂ é feita com o objetivo de se atingir as especificações do gás natural, uma vez que a presença de CO₂ dilui o conteúdo energético do biogás.
- Remoção de ácido sulfídrico: Como o H₂S é um gás altamente tóxico e corrosivo, é necessária a remoção deste composto produzido durante a biodigestão, de modo a evitar

a corrosão nos equipamentos. Além disso, um produto da sua combustão é o dióxido de enxofre, um dos responsáveis pela chuva ácida.

- Remoção de siloxanos: Siloxanos são compostos de sílica que podem estar presentes no biogás, resultantes do processo de biodigestão anaeróbia de certos produtos encontrados no esgoto doméstico e em resíduos sólidos urbanos, provenientes de produtos de higiene pessoal e cosméticos. Quando o biogás é submetido a altas temperaturas, o siloxano e o oxigênio formam o dióxido de silício (SiO_2), que pode formar crostas nas superfícies das máquinas, resultando em atrito e abrasão, causando danos aos rotores das turbinas ou aos motores.
- Remoção de umidade: A água presente no biogás deve ser removida para evitar a corrosão e o desgaste de peças e componentes metálicos. Ademais, a presença de umidade afeta diretamente no processo de combustão, nos limites de inflamabilidade, no PCI e na relação ar-combustível. Deste modo, o valor de umidade máxima aceitável dependerá da utilização final do gás.

APÊNDICE B – CURVAS DE PRESSÃO E TEMPERATURA NO INTERIOR DO CILINDRO E DE AHRR E CAHRR

B.1 Resultados da operação com diesel S10 em modo convencional (*single-fuel*)

B.1.1 Curva de potência

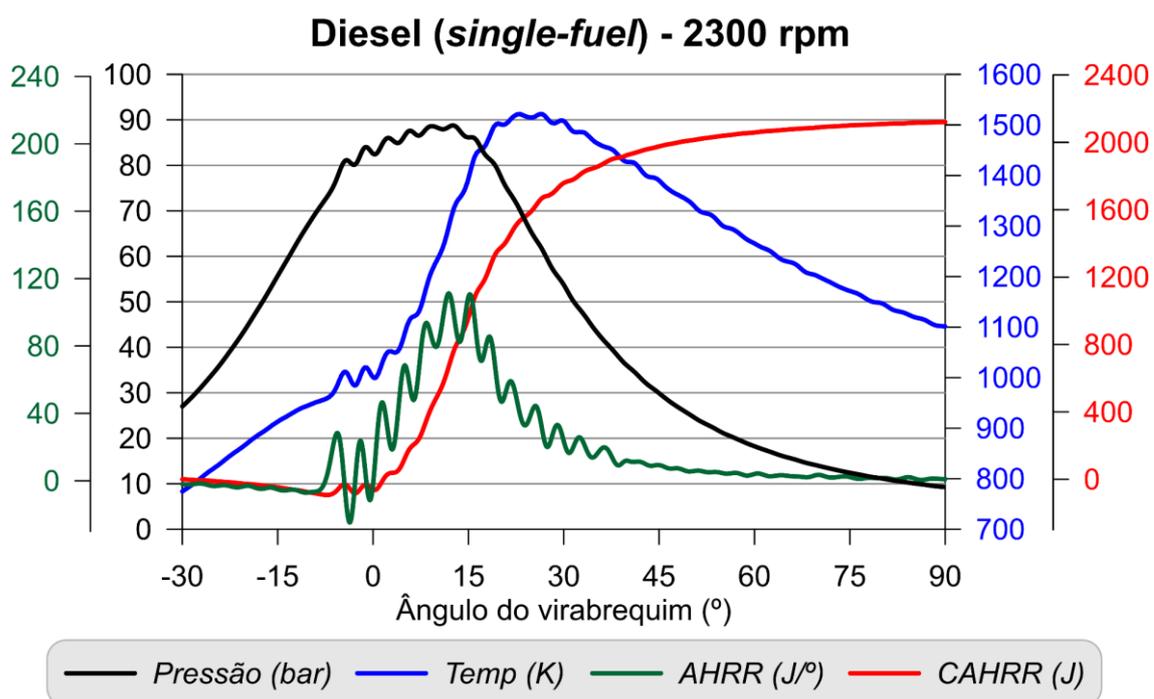


Figura B.1: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 2300 rpm

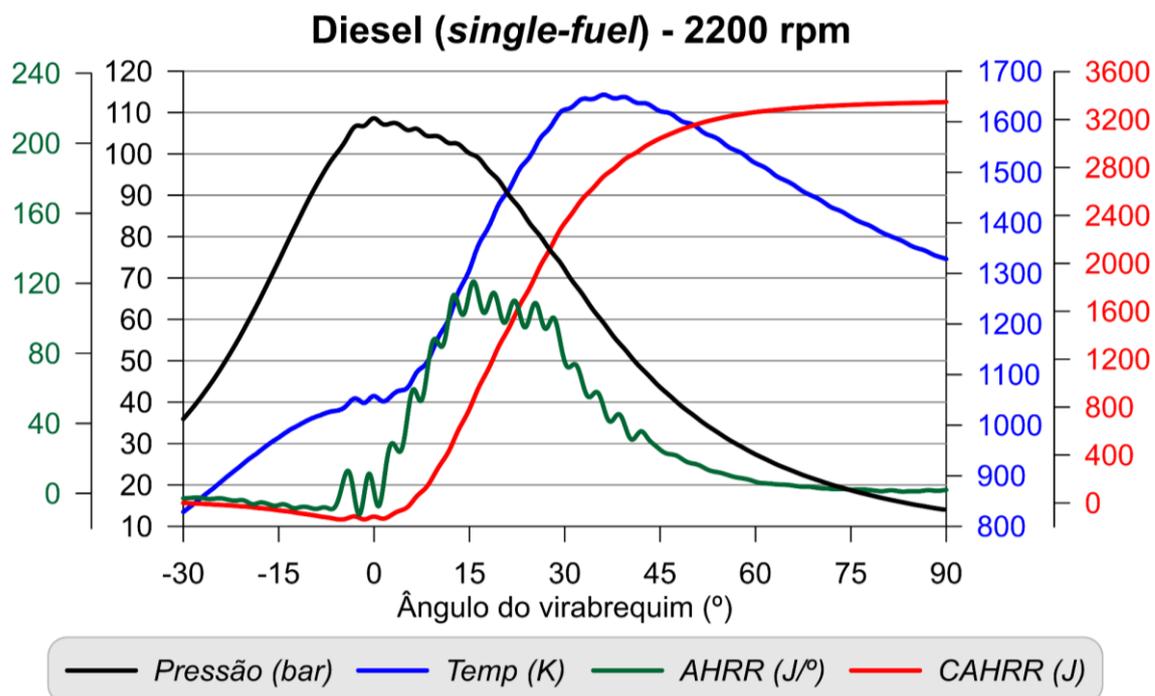


Figura B.2: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 2200 rpm

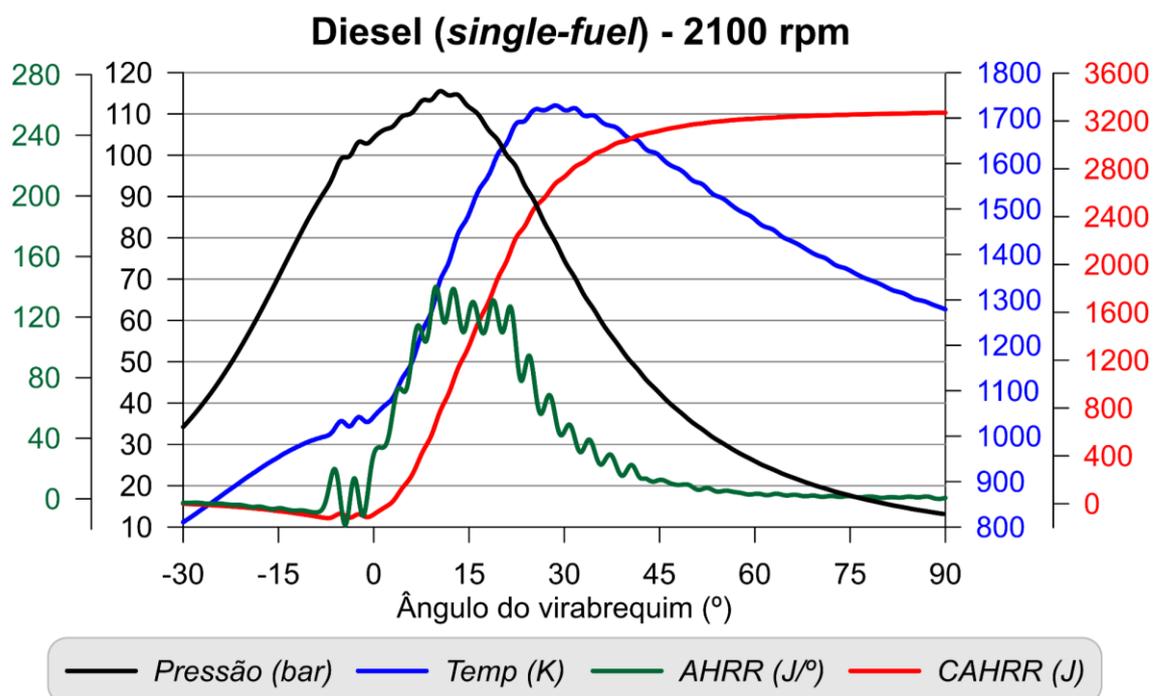


Figura B.3: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 2100 rpm

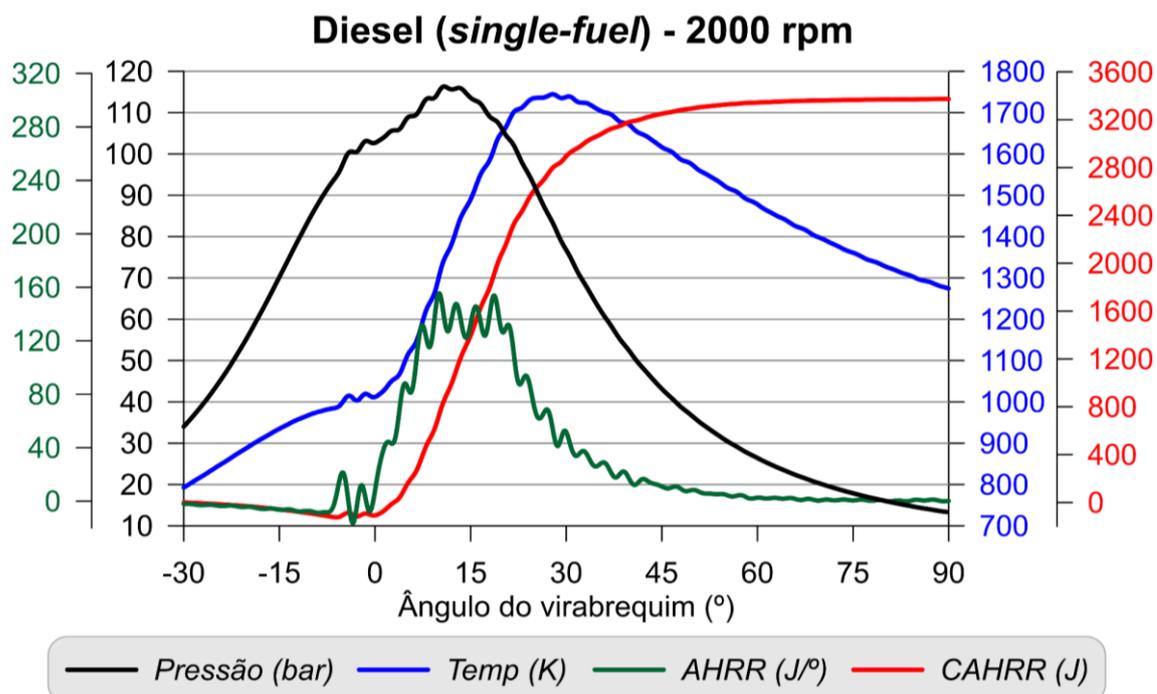


Figura B.4: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 2000 rpm

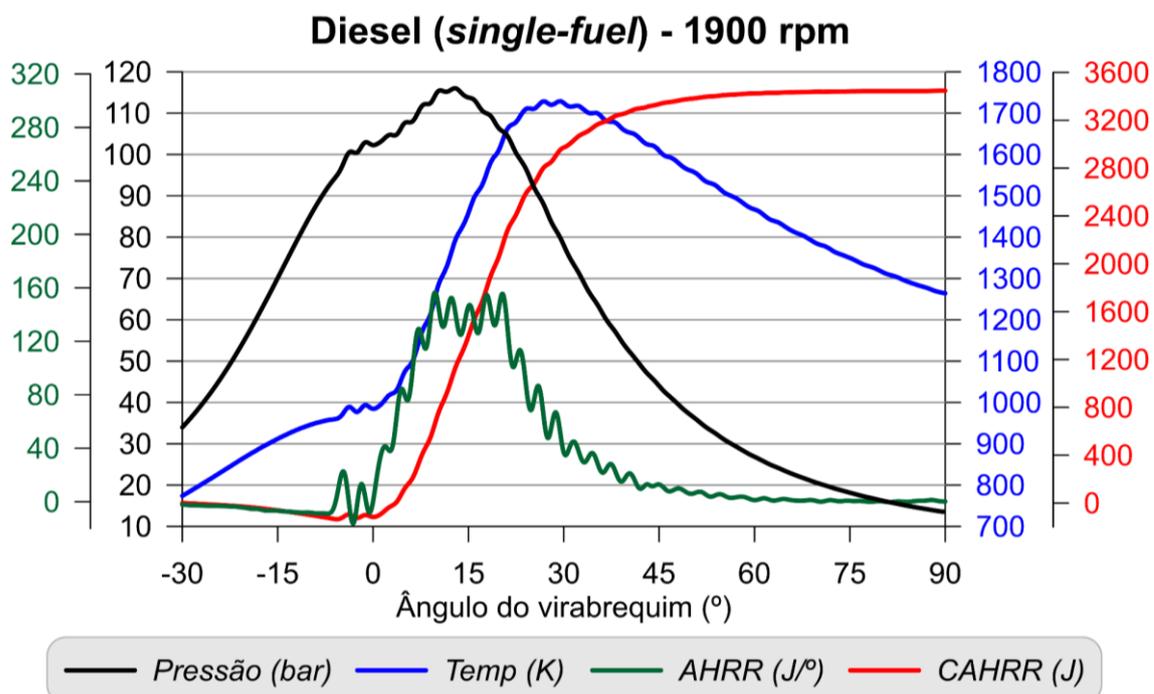


Figura B.5: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1900 rpm

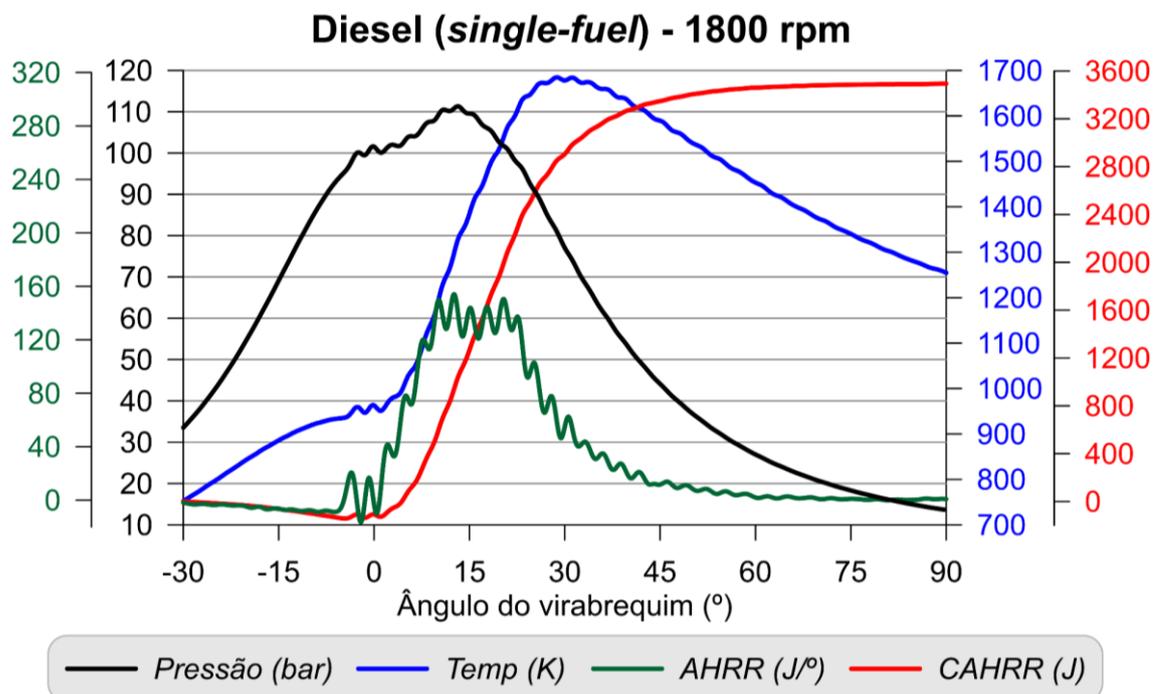


Figura B.6: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1800 rpm

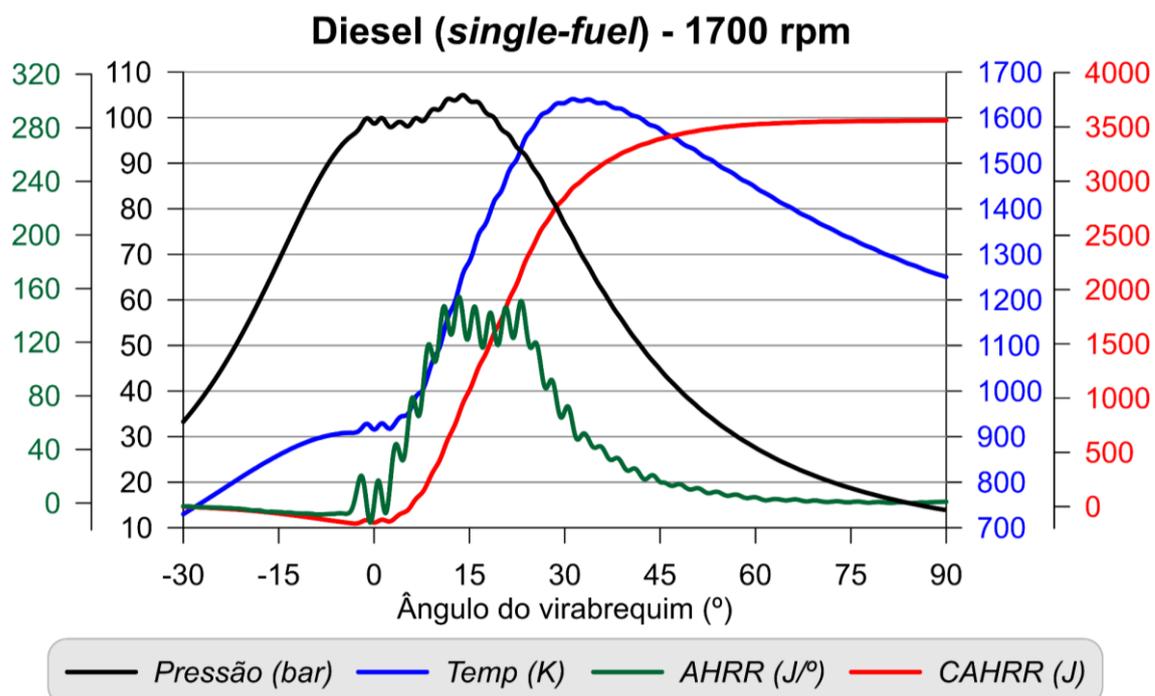


Figura B.7: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1700 rpm

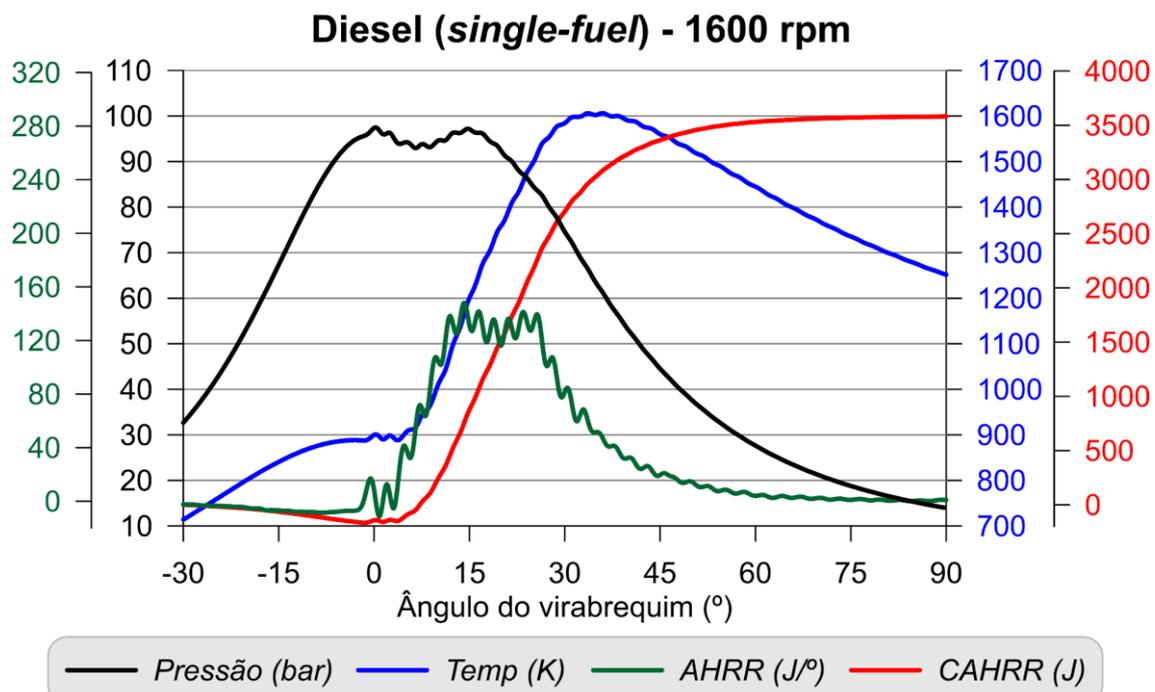


Figura B.8: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1600 rpm

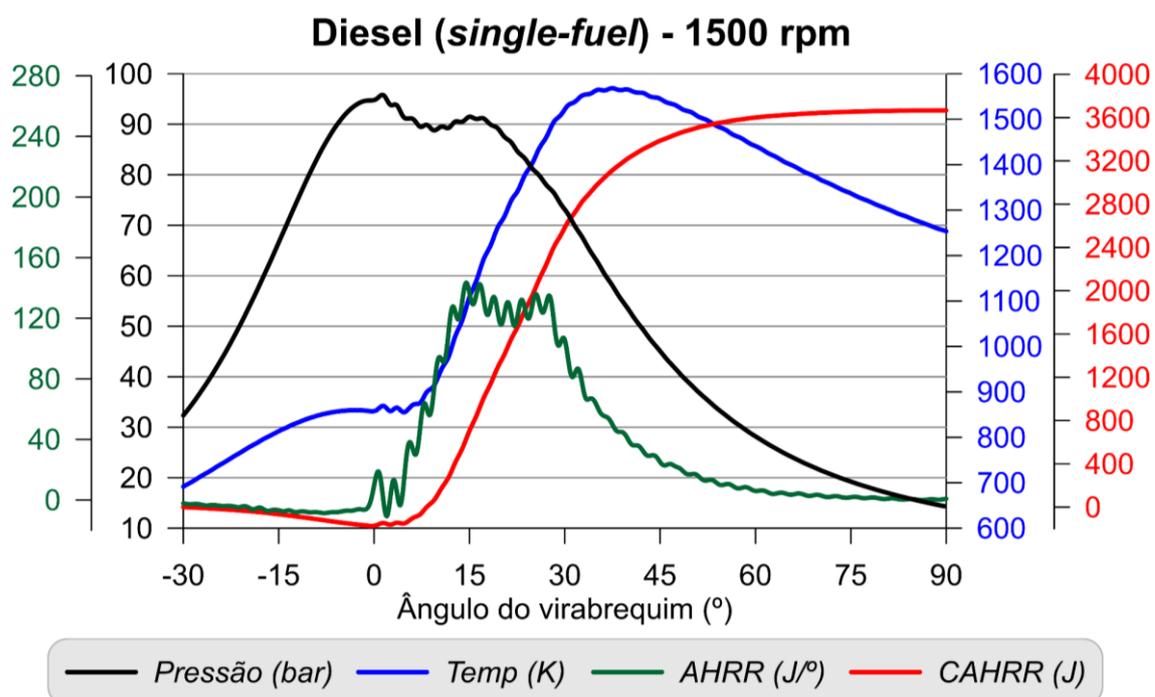


Figura B.9: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1500 rpm

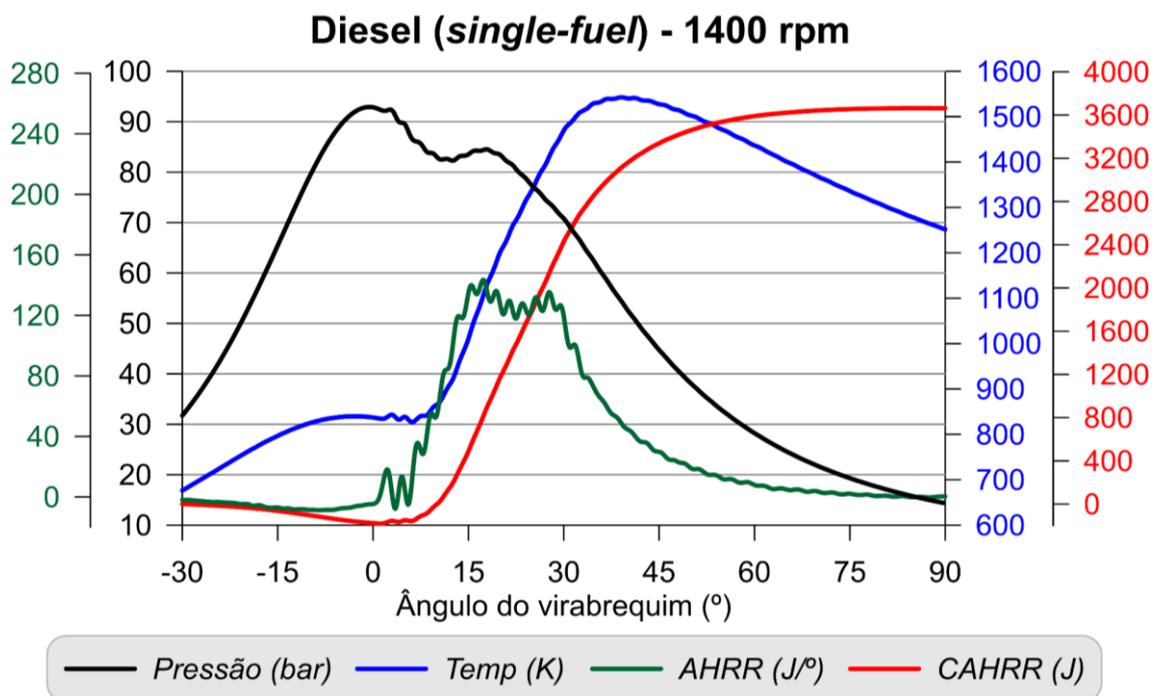


Figura B.10: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1400 rpm

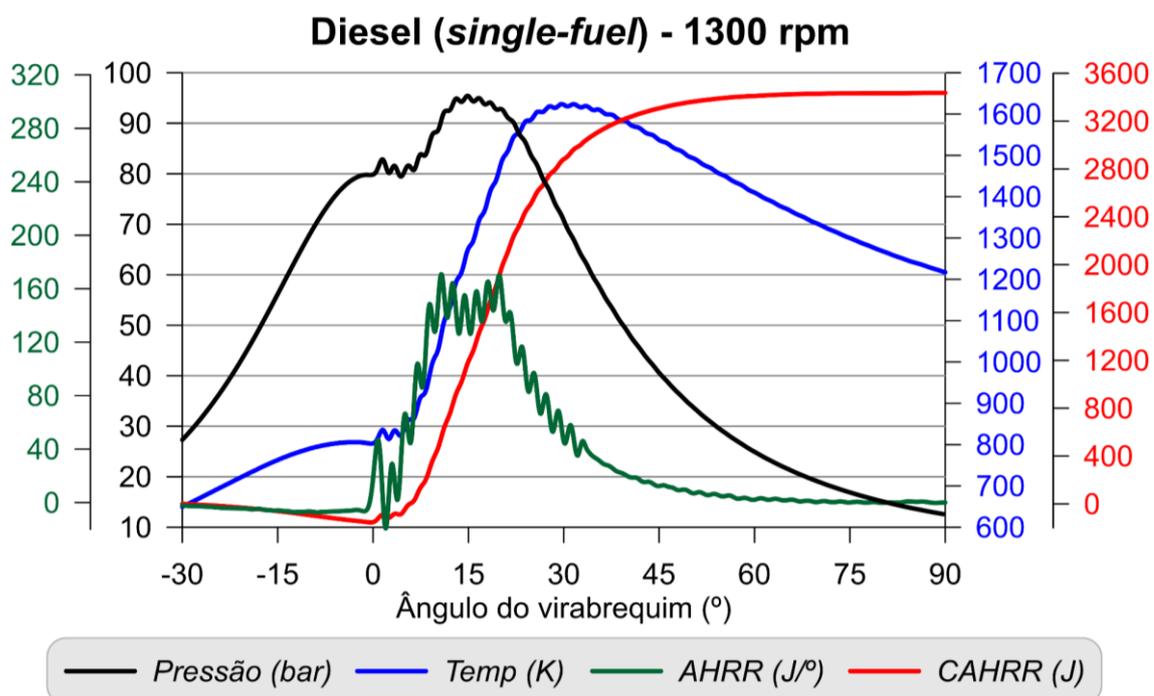


Figura B.11: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1300 rpm

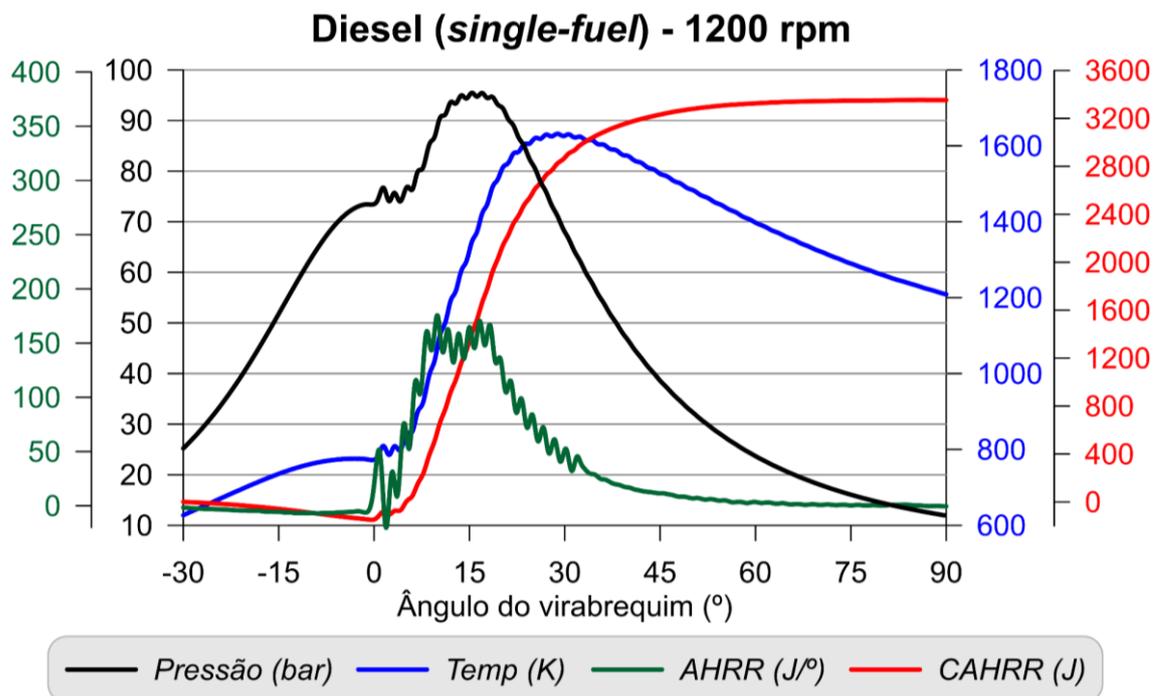


Figura B.12: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1200 rpm

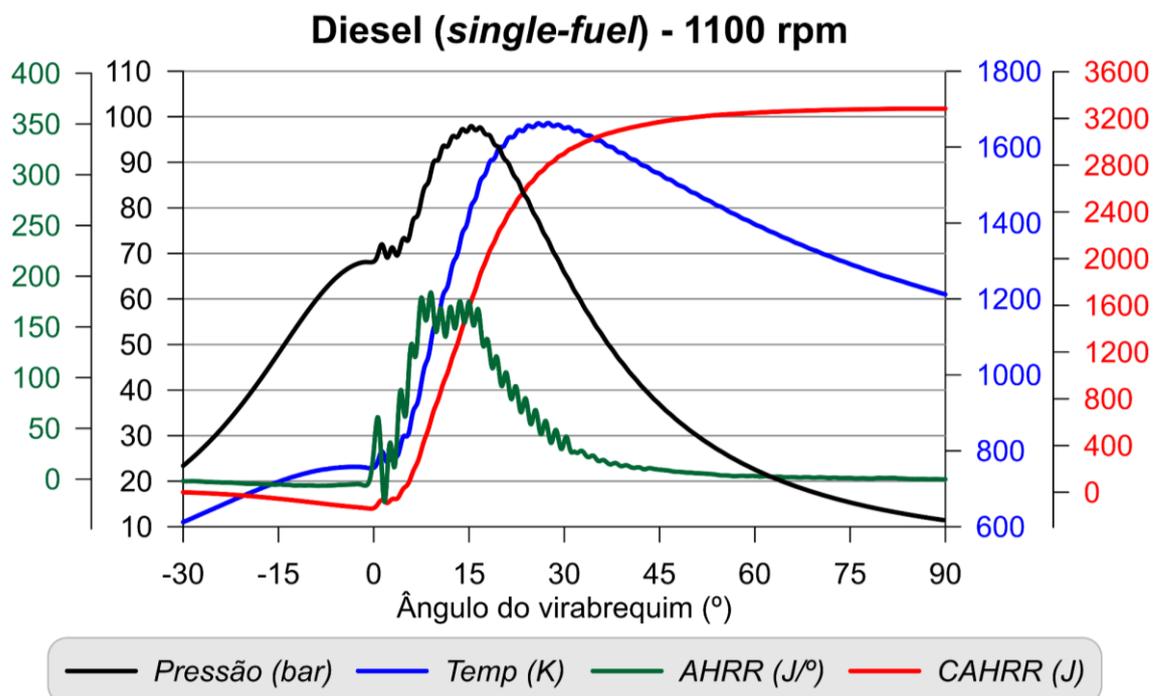


Figura B.13: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1100 rpm

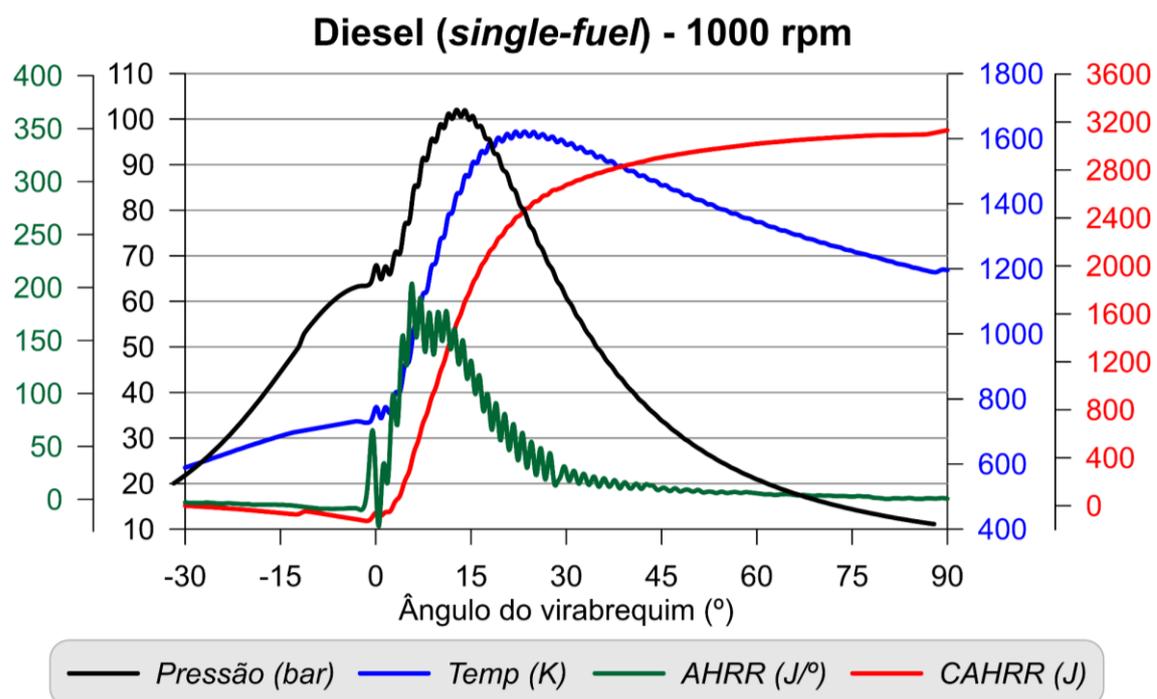


Figura B.14: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1000 rpm

B.1.2 Pontos do ciclo NRSC

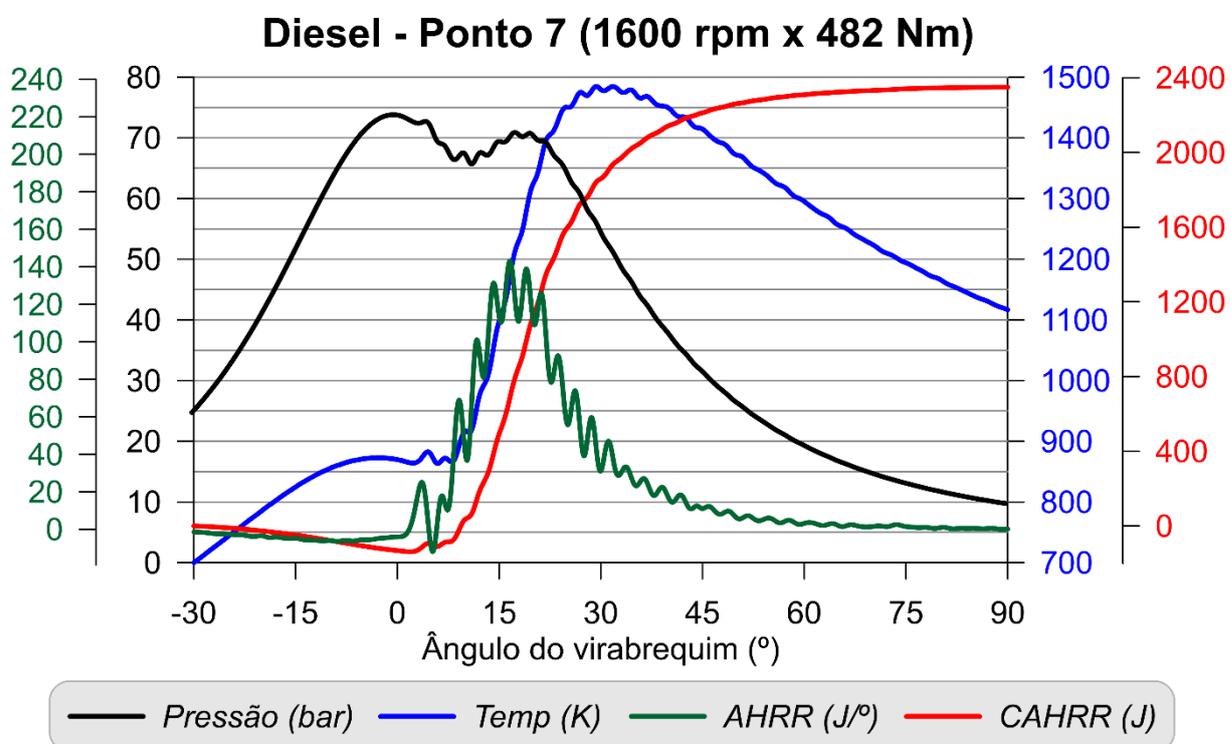


Figura B.15: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em 1600 rpm e 482 Nm (Ponto 7 do ciclo NRSC)

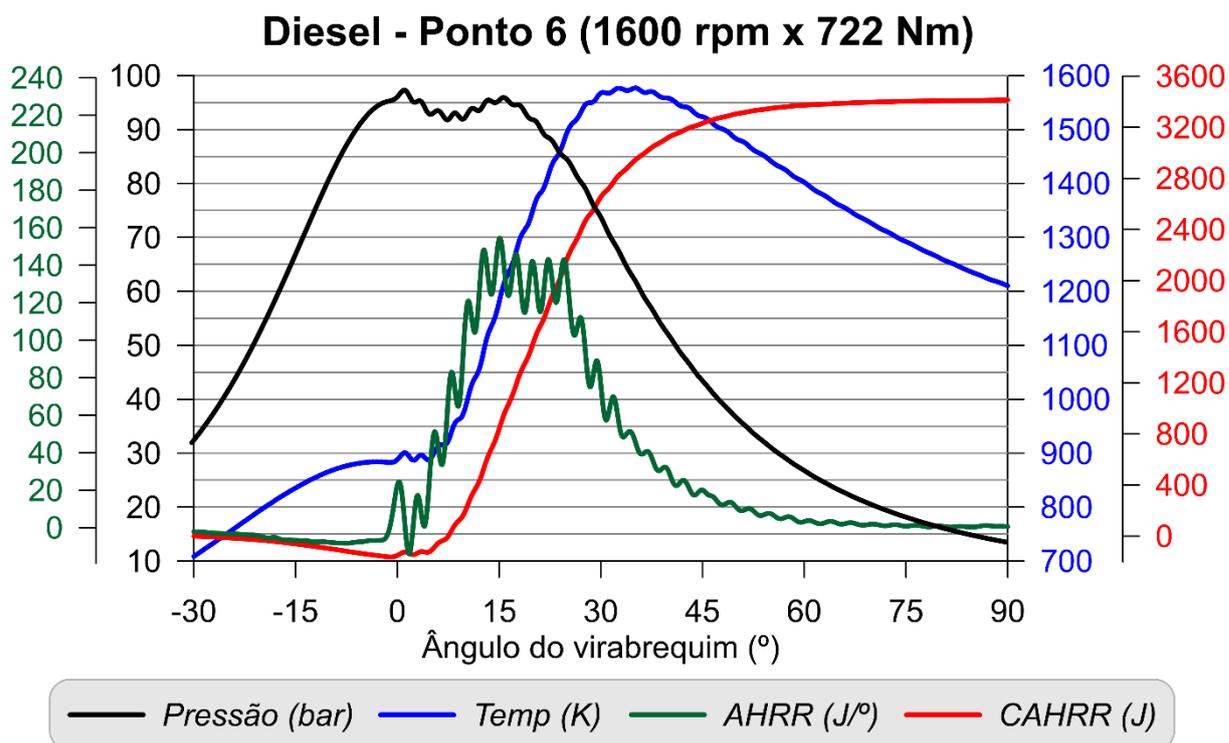


Figura B.16: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em 1600 rpm e 722 Nm (Ponto 6 do ciclo NRSC)

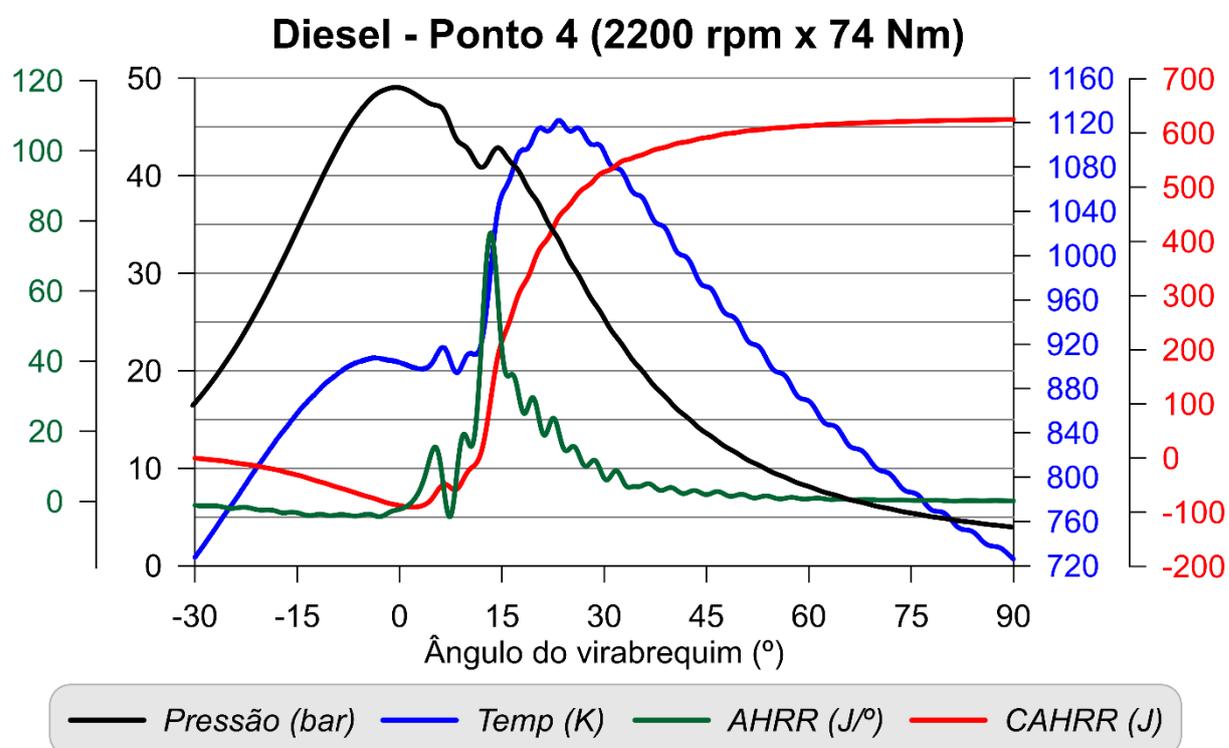


Figura B.17: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em 2200 rpm e 74 Nm (Ponto 4 do ciclo NRSC)

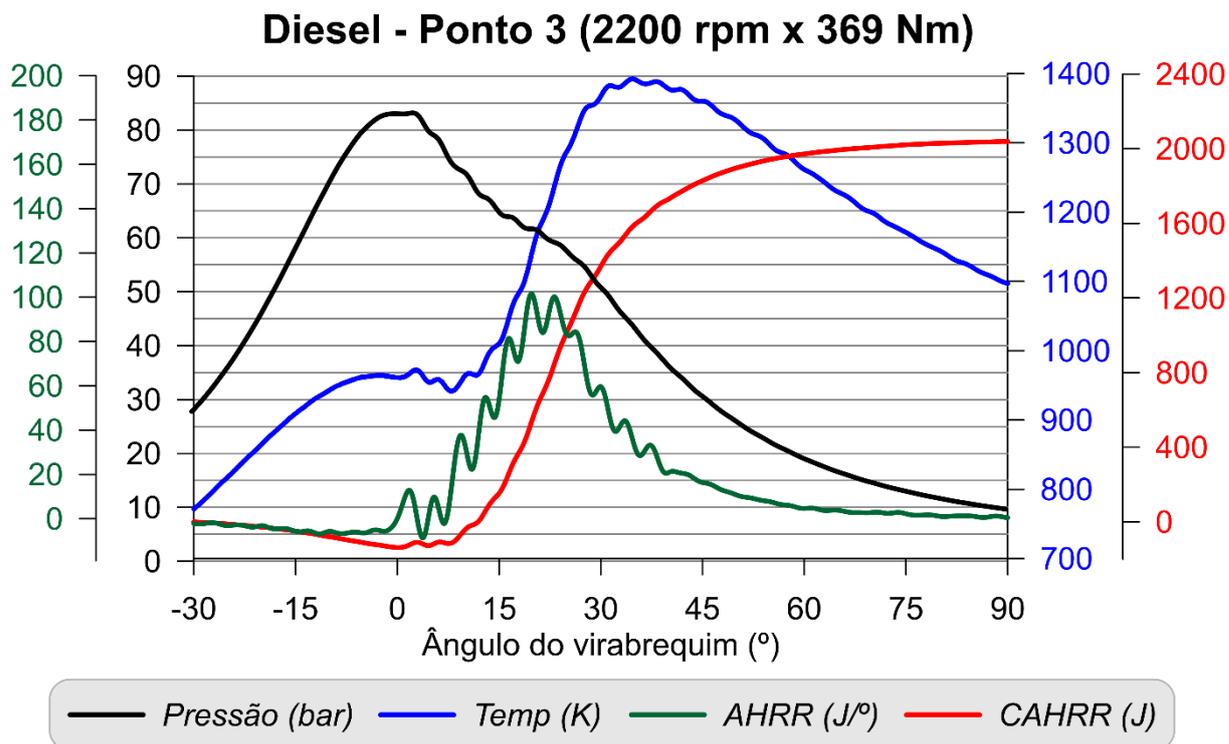


Figura B.18: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em 2200 rpm e 369 Nm (Ponto 3 do ciclo NRSC)

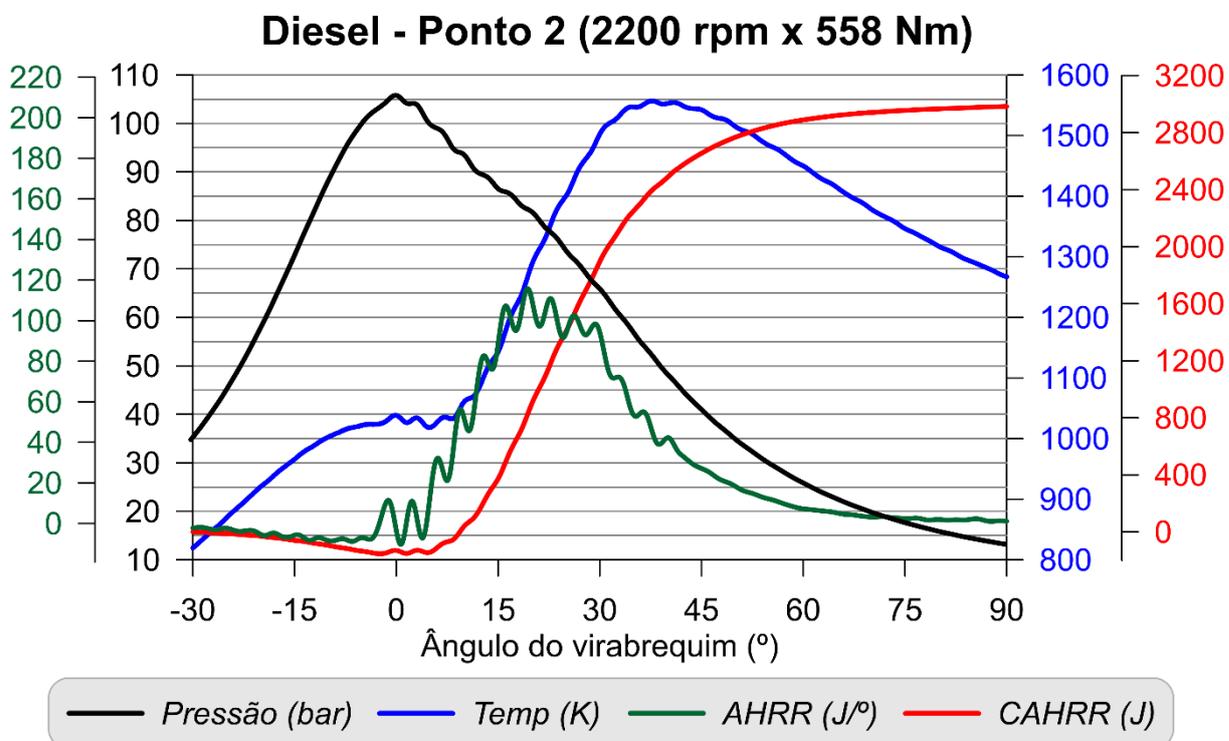


Figura B.19: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *single-fuel* operando em 2200 rpm e 558 Nm (Ponto 2 do ciclo NRSC)

B.2 Resultados da operação com HVO em modo convencional (*single-fuel*)

B.2.1 Curva de potência

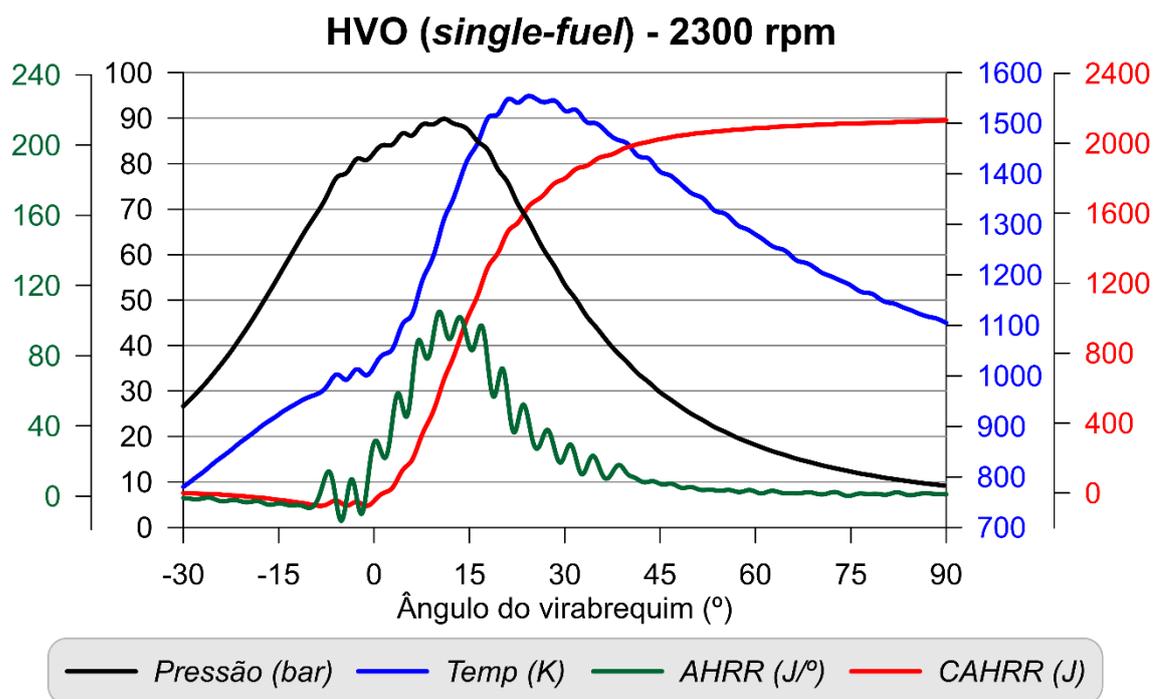


Figura B.20: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 2300 rpm

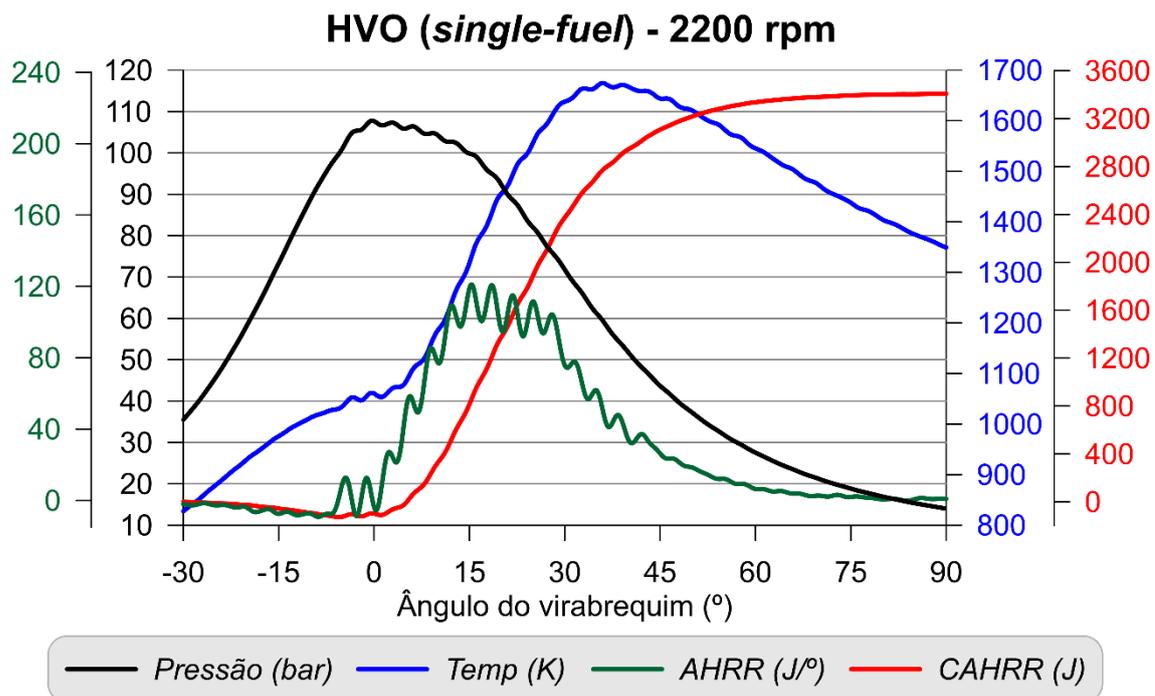


Figura B.21: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 2200 rpm

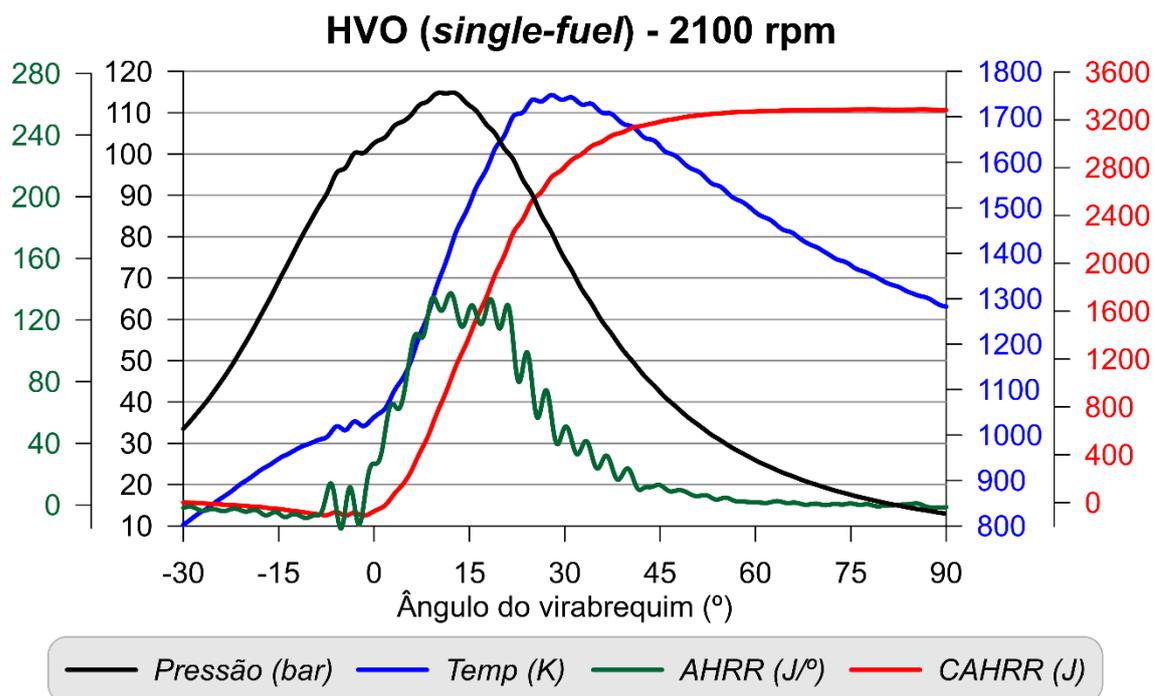


Figura B.22: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 2100 rpm

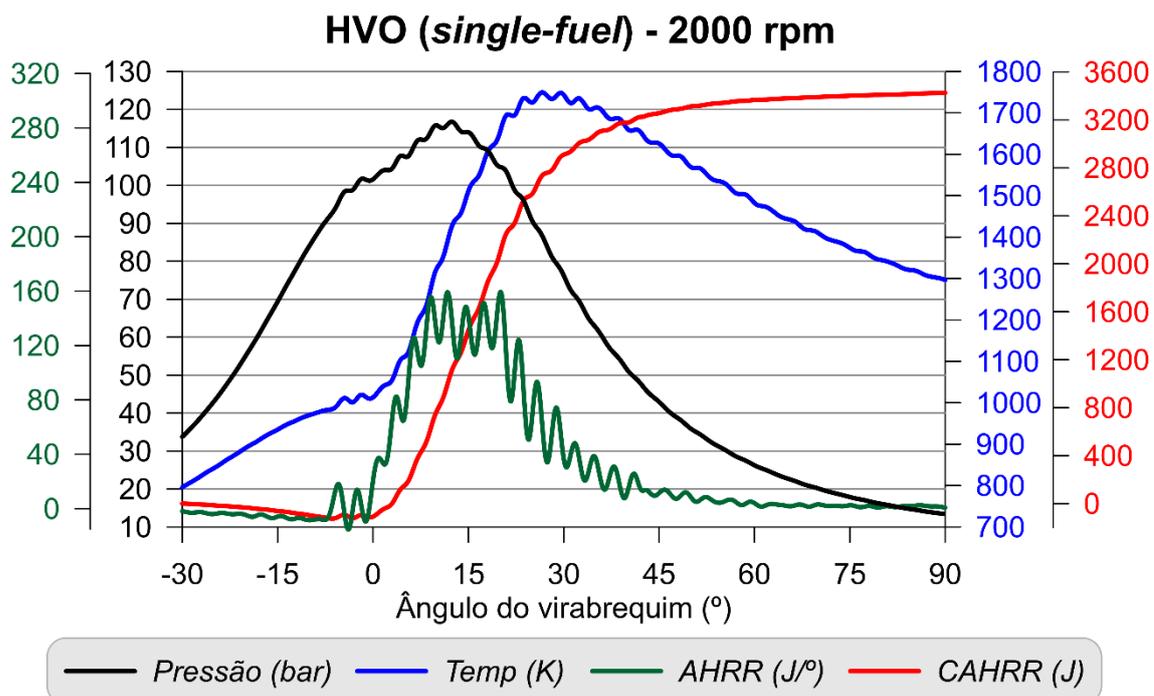


Figura B.23: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 2000 rpm

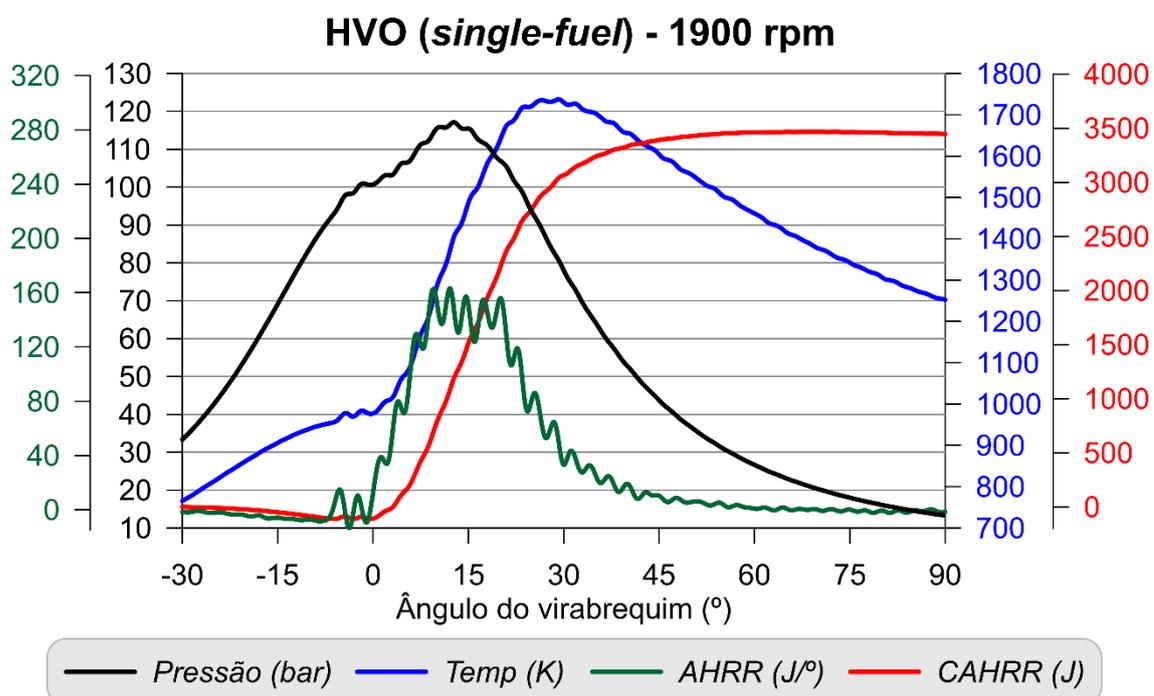


Figura B.24: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1900 rpm

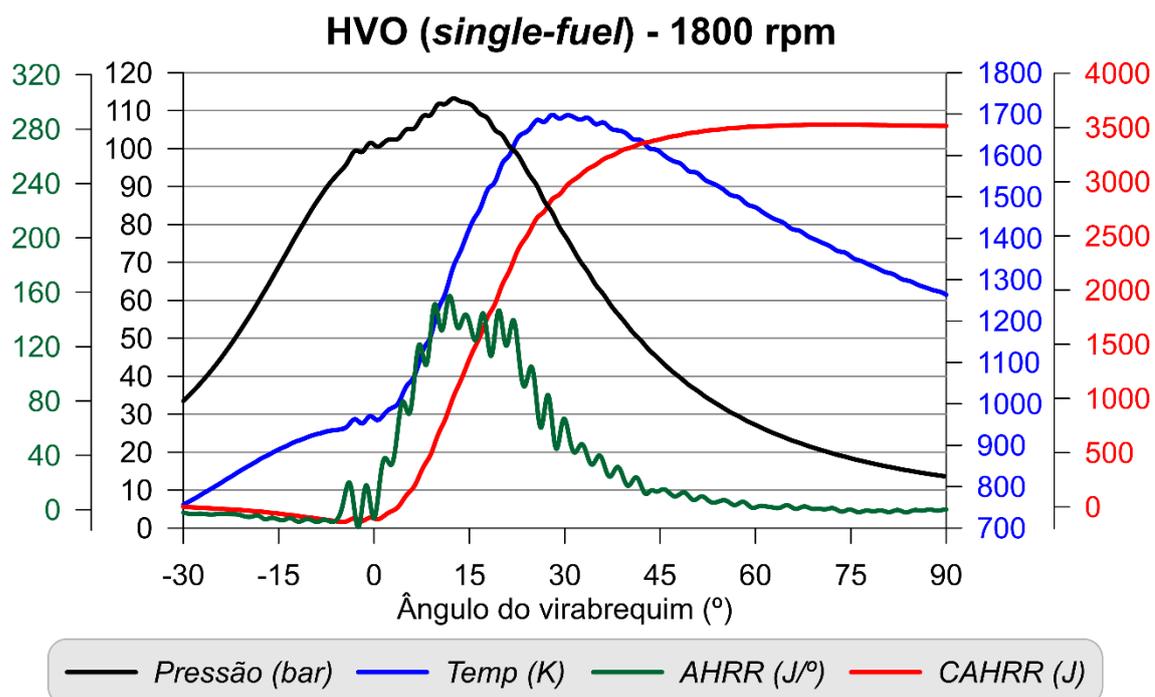


Figura B.25: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1800 rpm

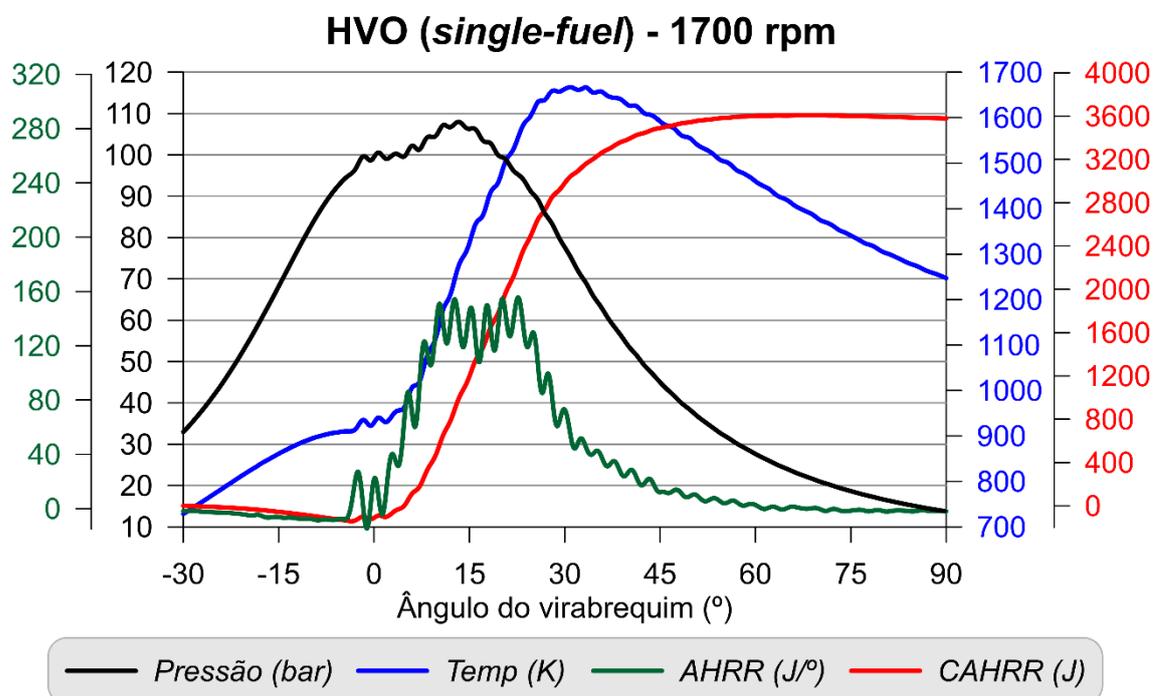


Figura B.26: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1700 rpm

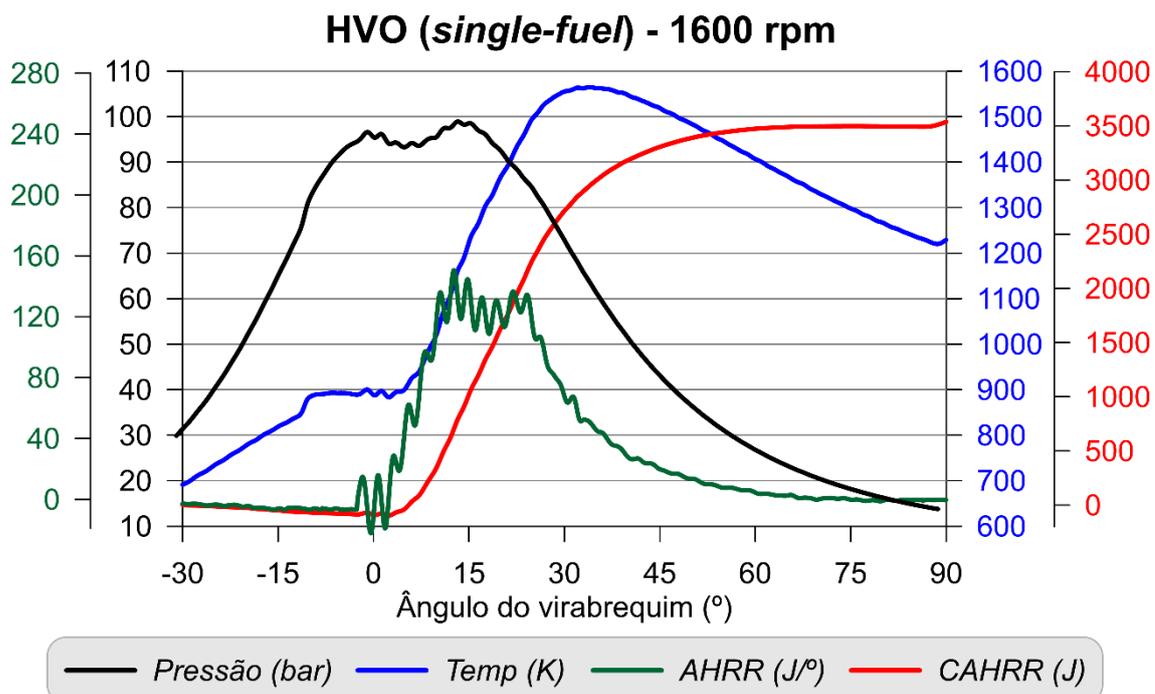


Figura B.27: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1600 rpm

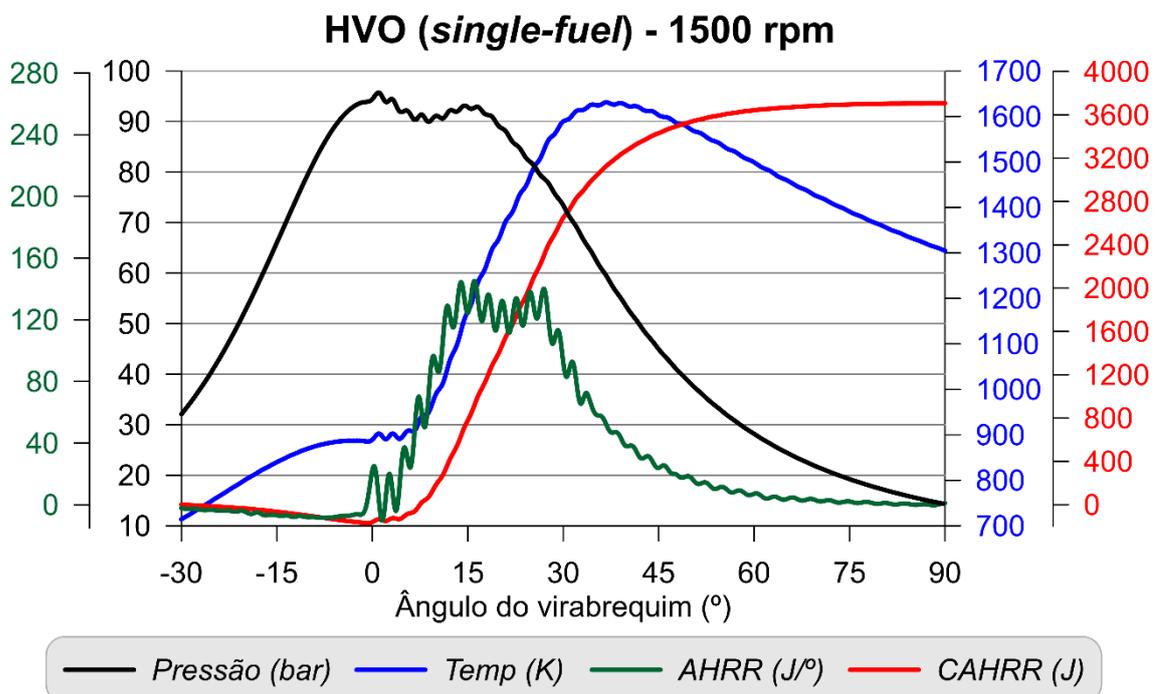


Figura B.28: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1500 rpm

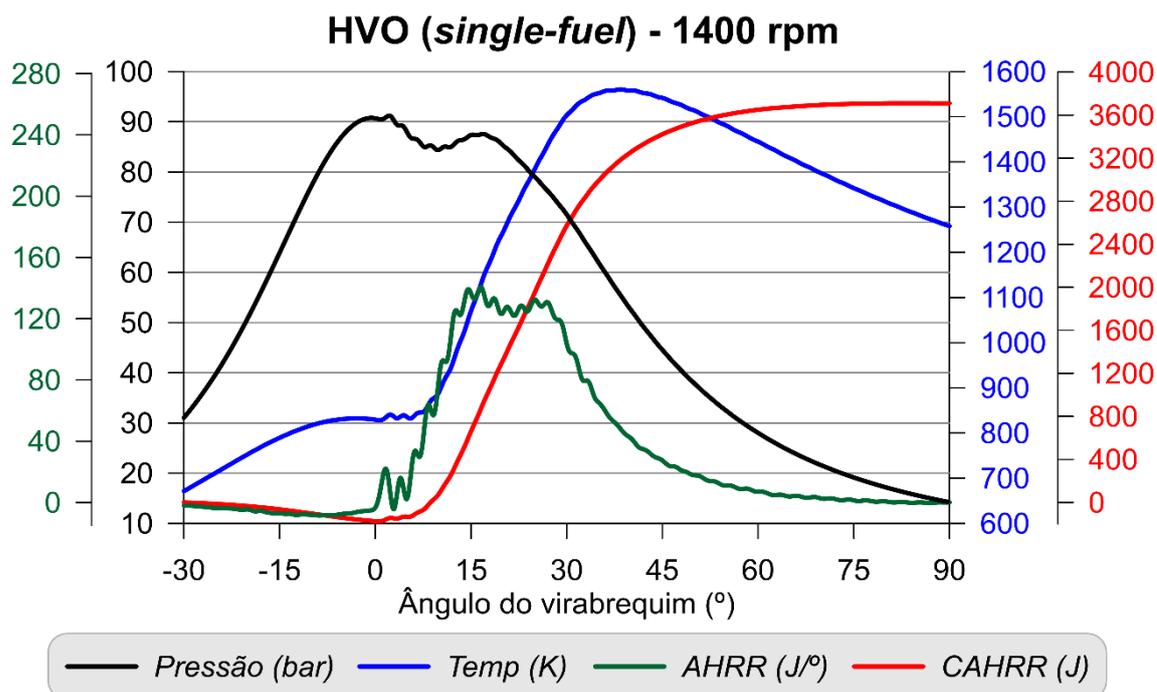


Figura B.29: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1400 rpm

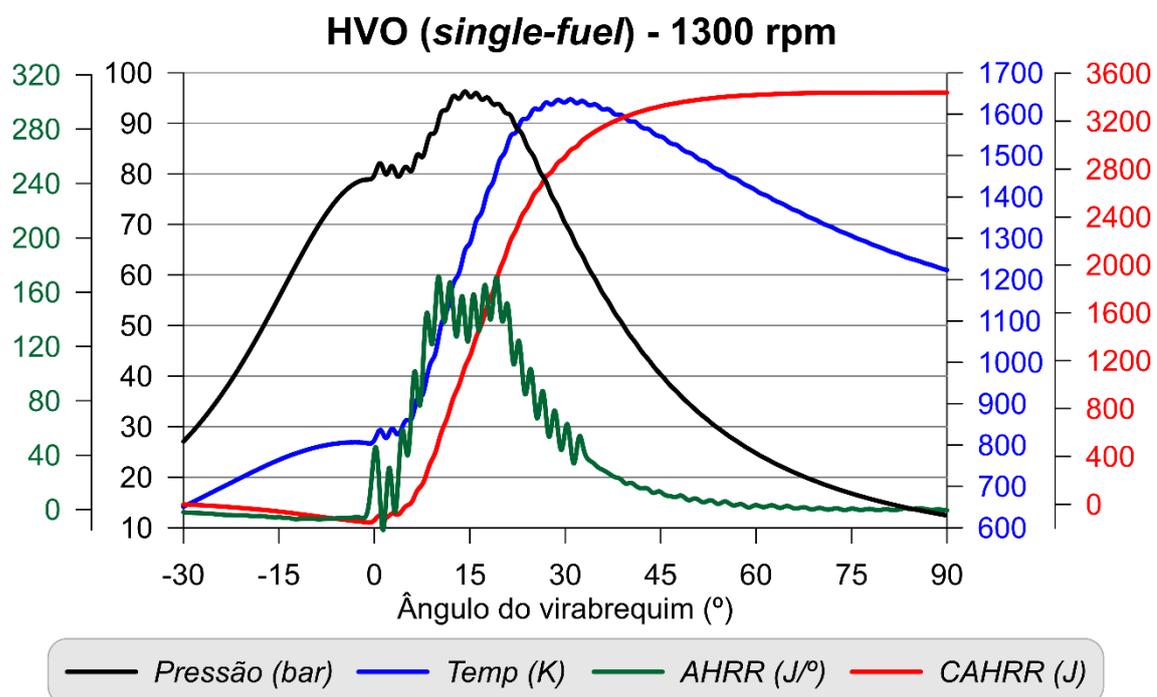


Figura B.30: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1300 rpm

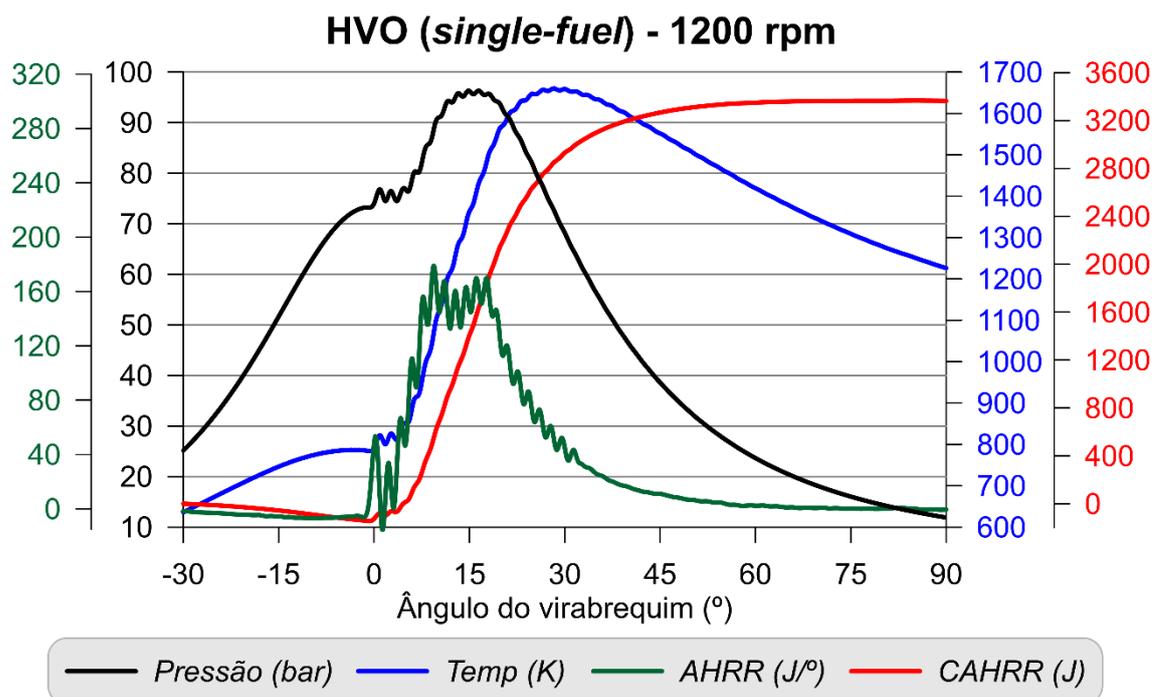


Figura B.31: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1200 rpm

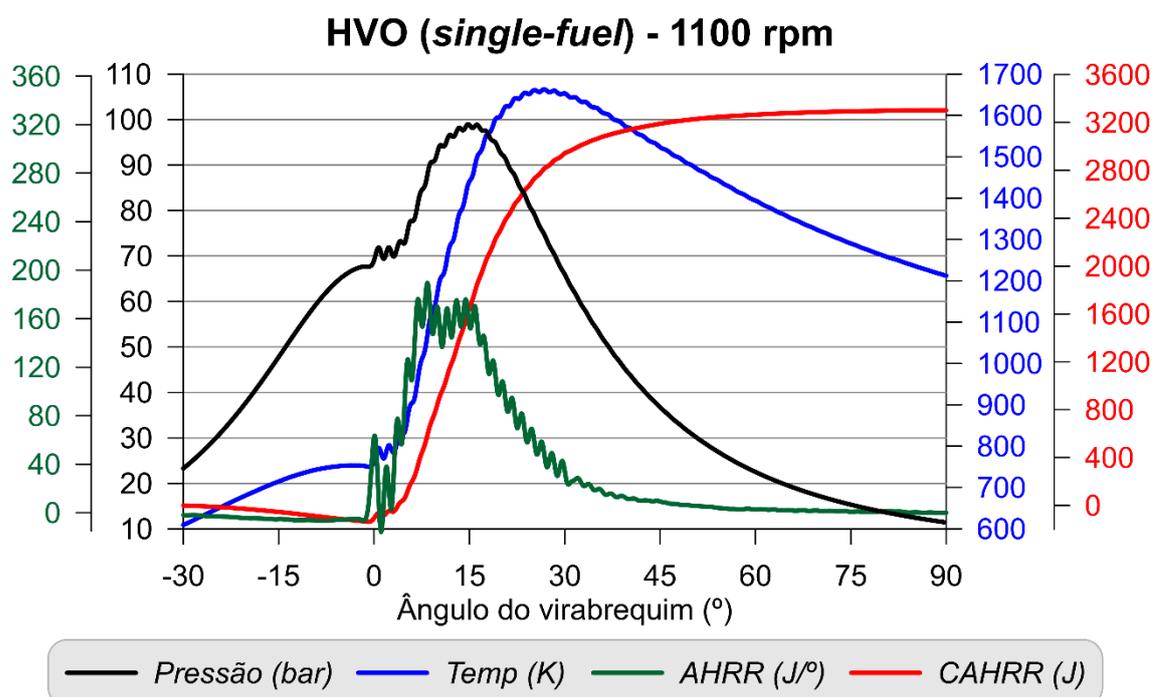


Figura B.32: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1100 rpm

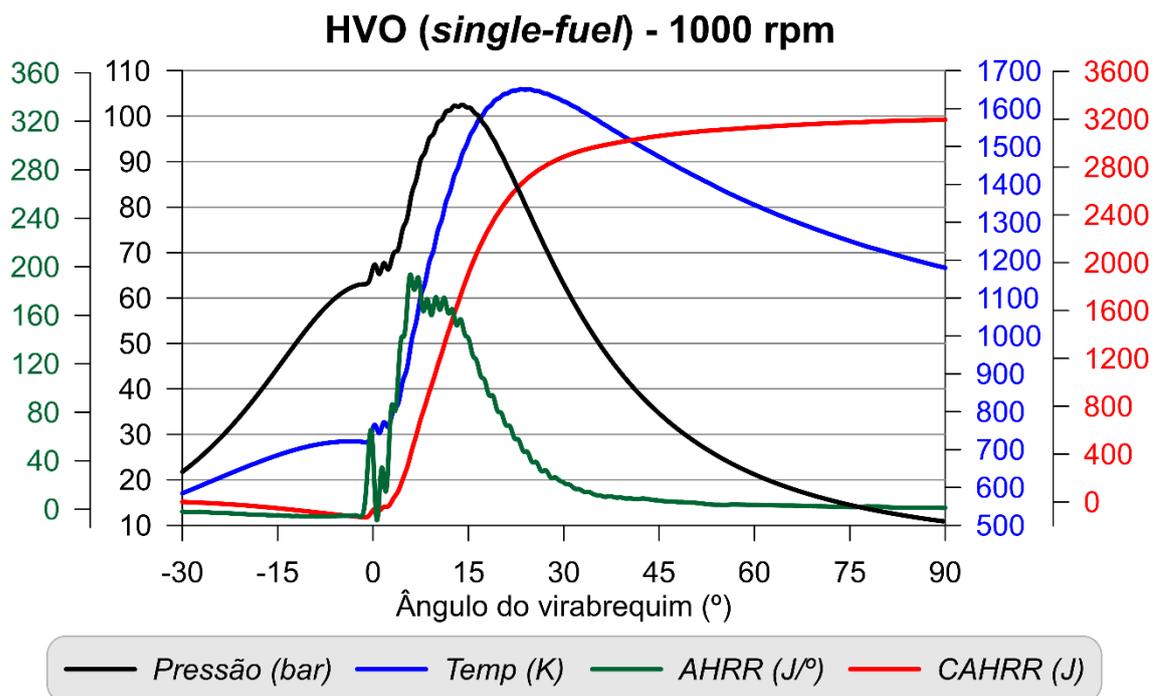


Figura B.33: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em carga máxima a 1000 rpm

B.2.2 Pontos do ciclo NRSC

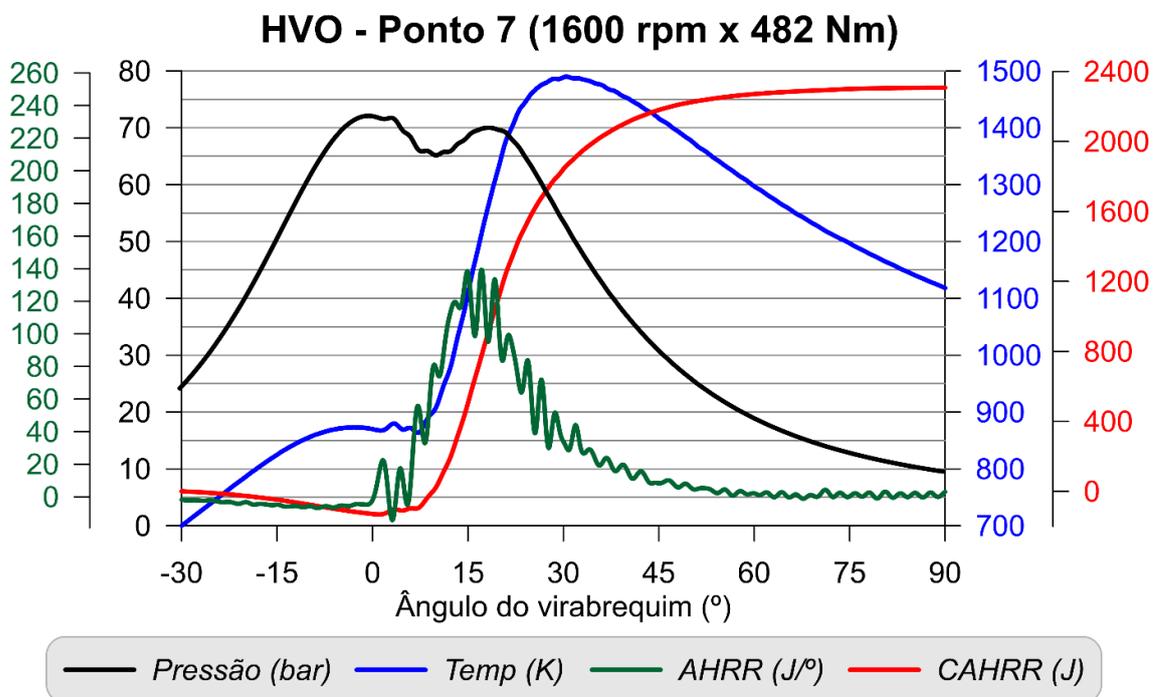


Figura B.34: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em 1600 rpm e 482 Nm (Ponto 7 do ciclo NRSC)

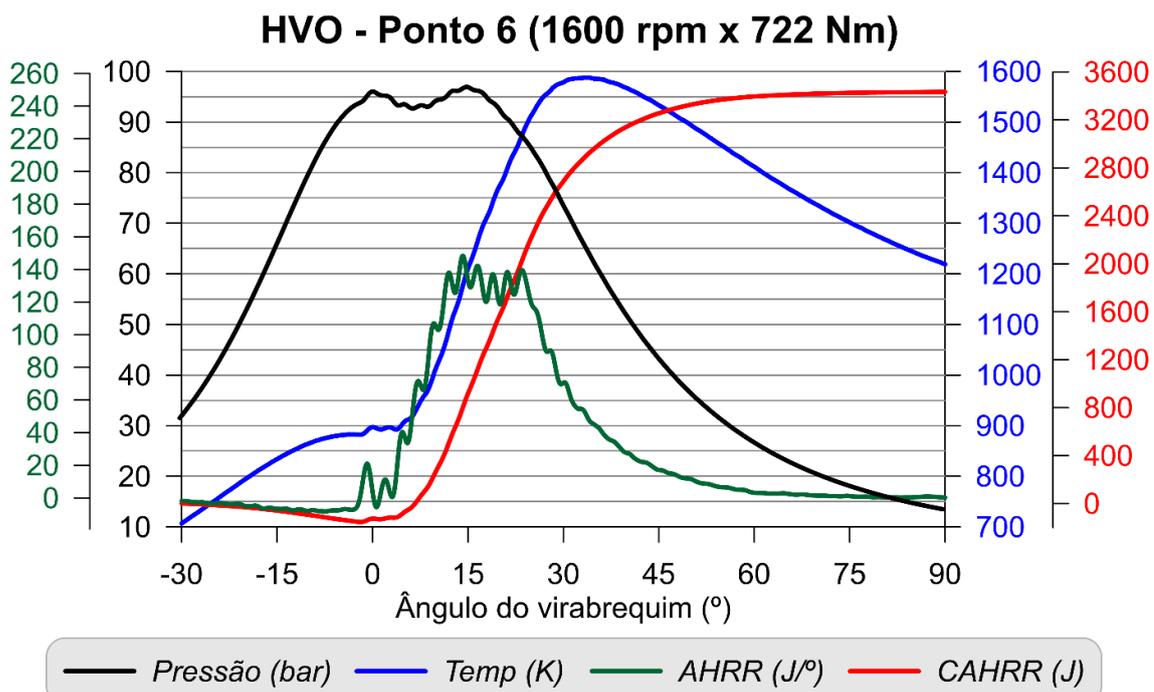


Figura B.35: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em 1600 rpm e 722 Nm (Ponto 6 do ciclo NRSC)

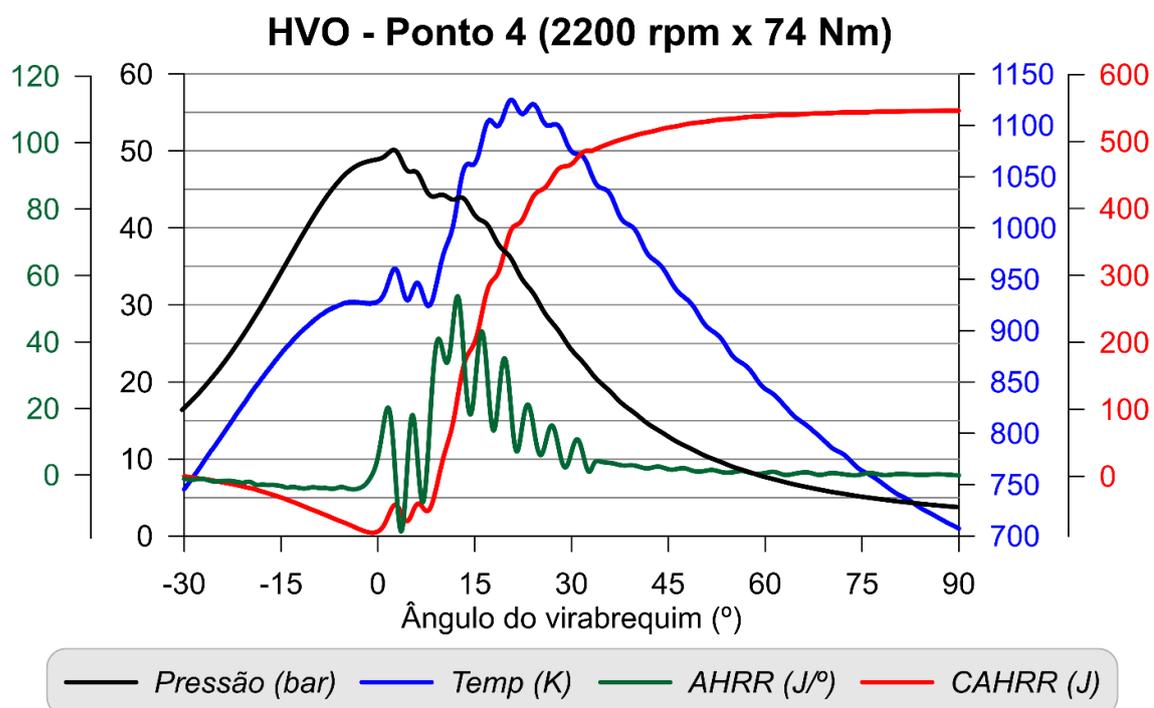


Figura B.36: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em 2200 rpm e 74 Nm (Ponto 4 do ciclo NRSC)

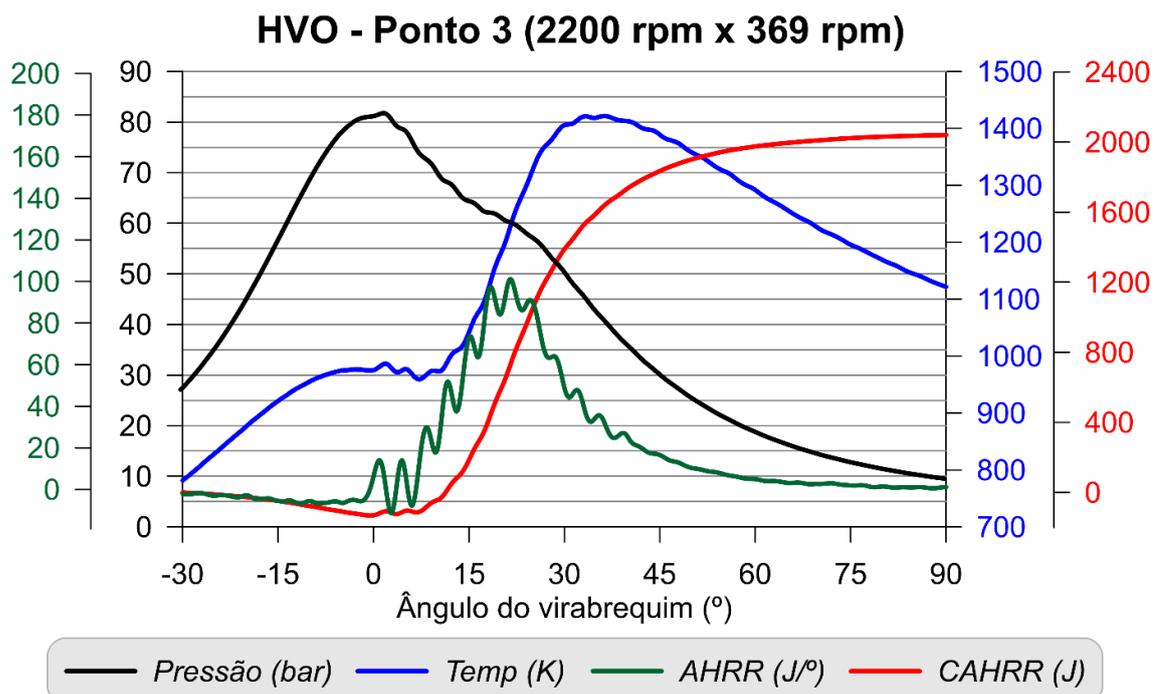


Figura B.37: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em 2200 rpm e 369 Nm (Ponto 3 do ciclo NRSC)

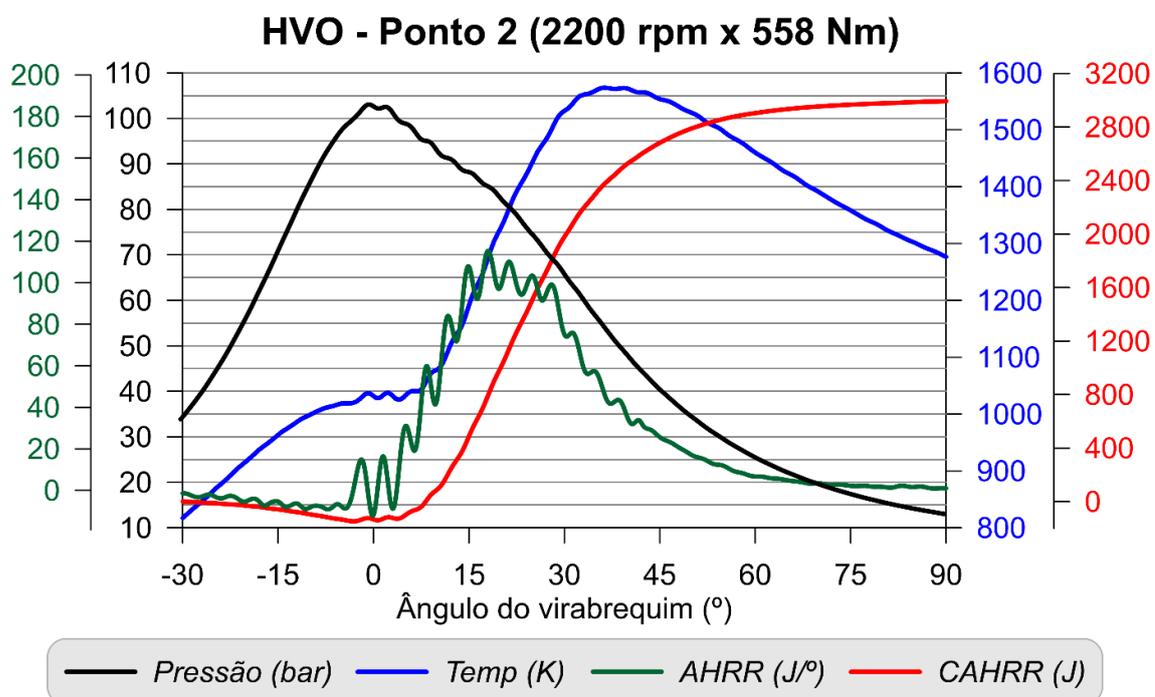


Figura B.38: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *single-fuel* operando em 2200 rpm e 558 Nm (Ponto 2 do ciclo NRSC)

B.3 Resultados da operação com diesel S10 em modo *dual-fuel* com GNV

B.3.1 Ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm)

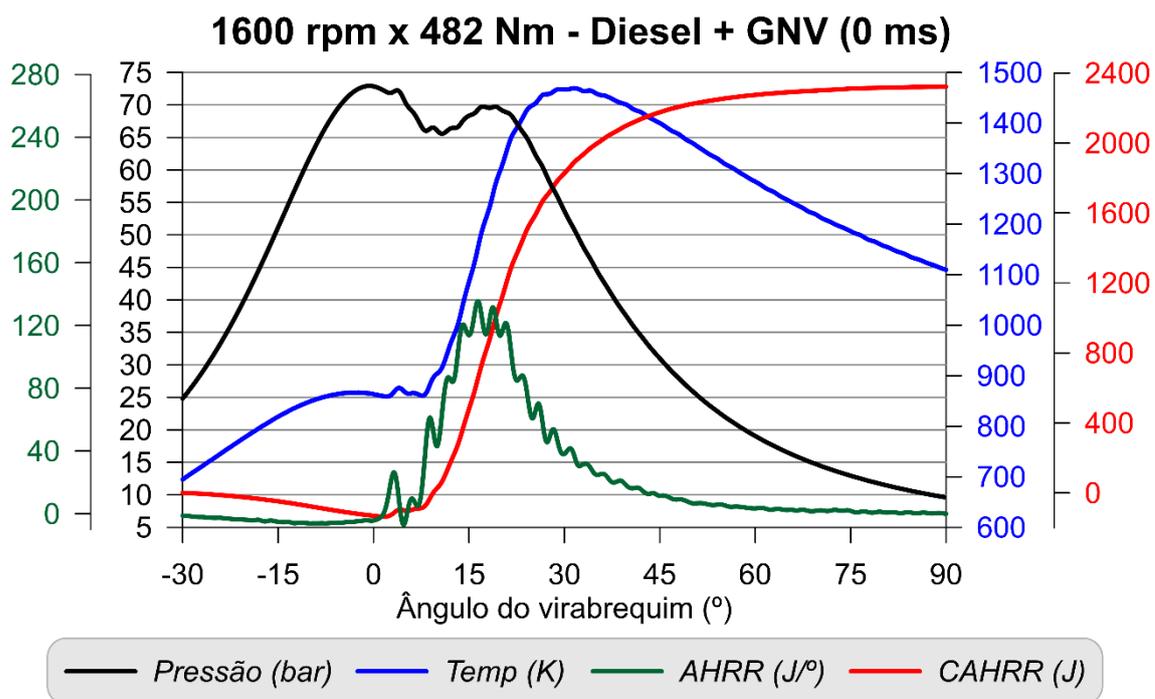


Figura B.39: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (0 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

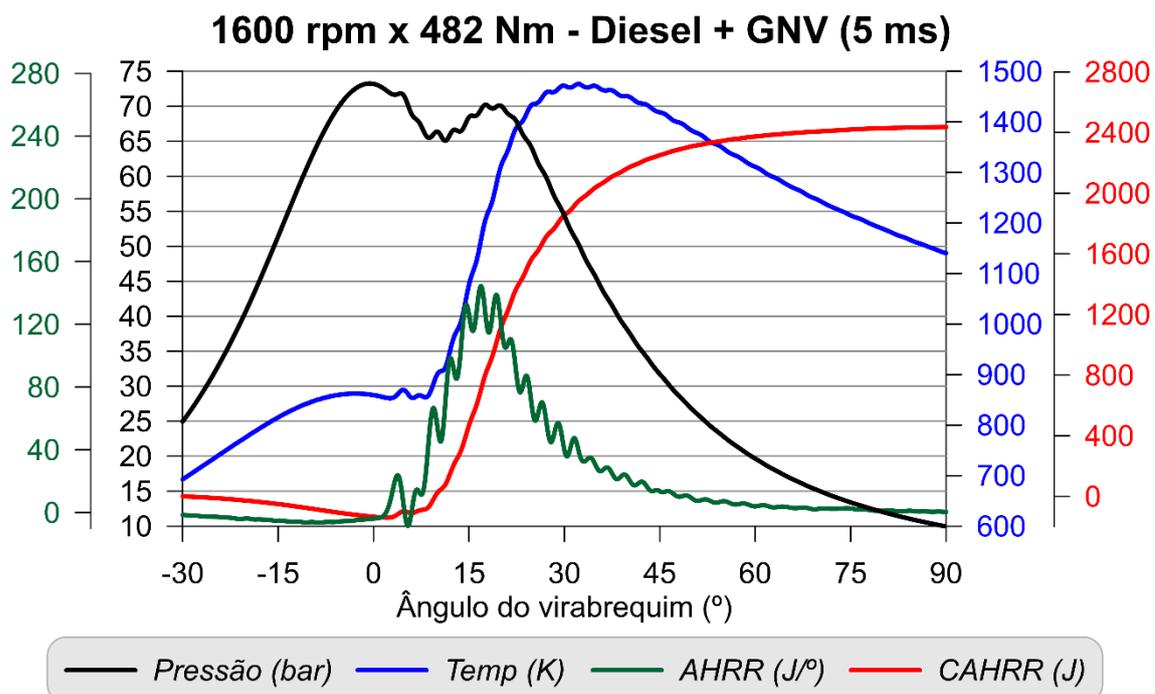


Figura B.40: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (5 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

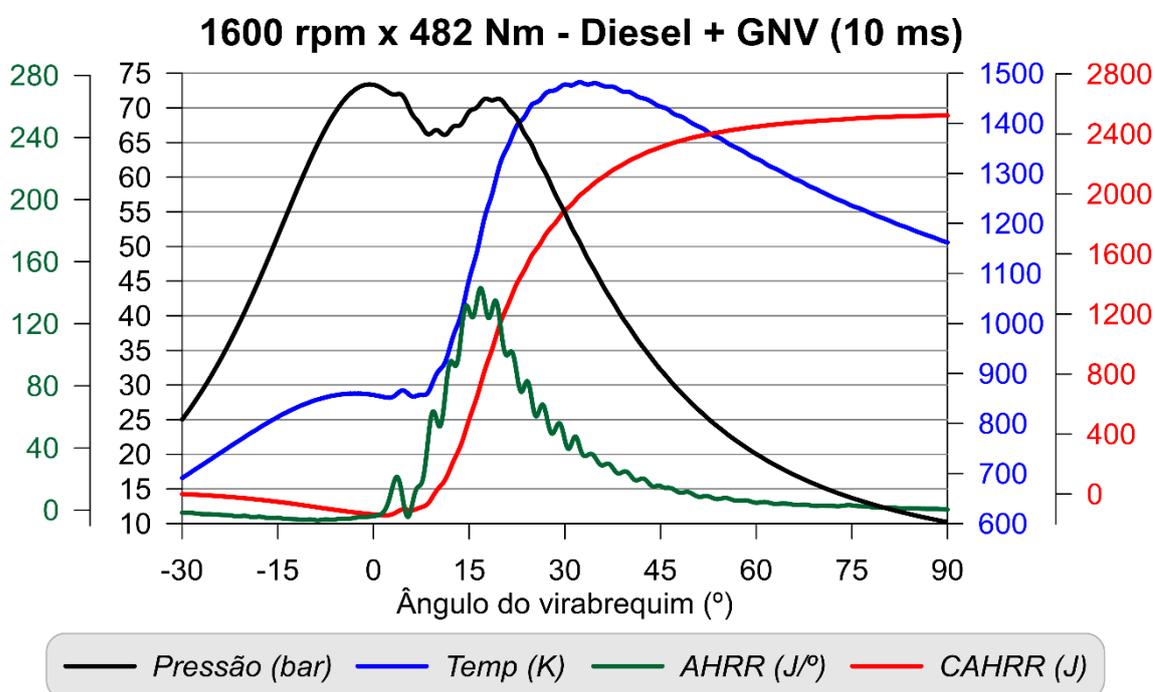


Figura B.41: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (10 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

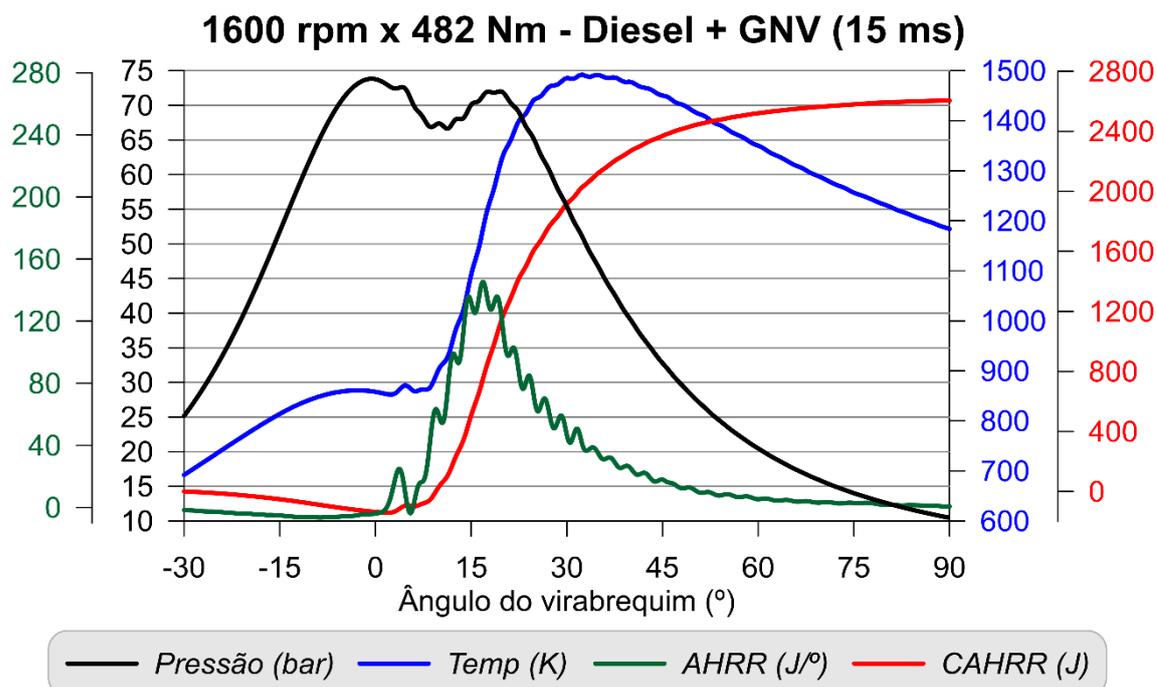


Figura B.42: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (15 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

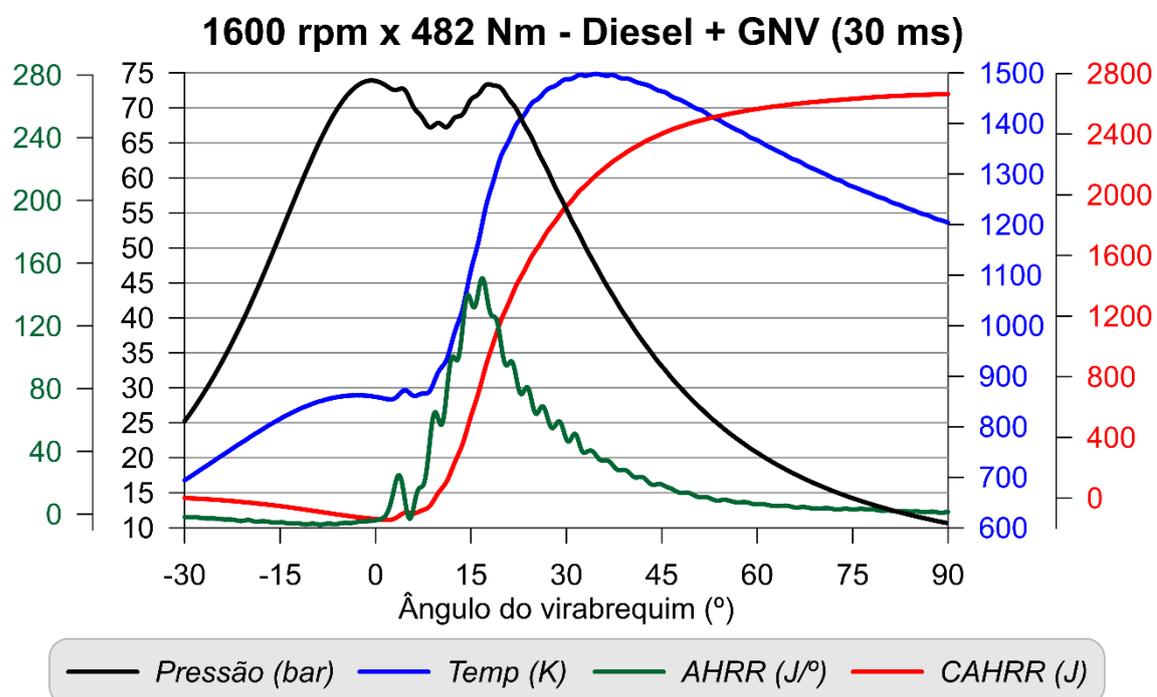


Figura B.43: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (30 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

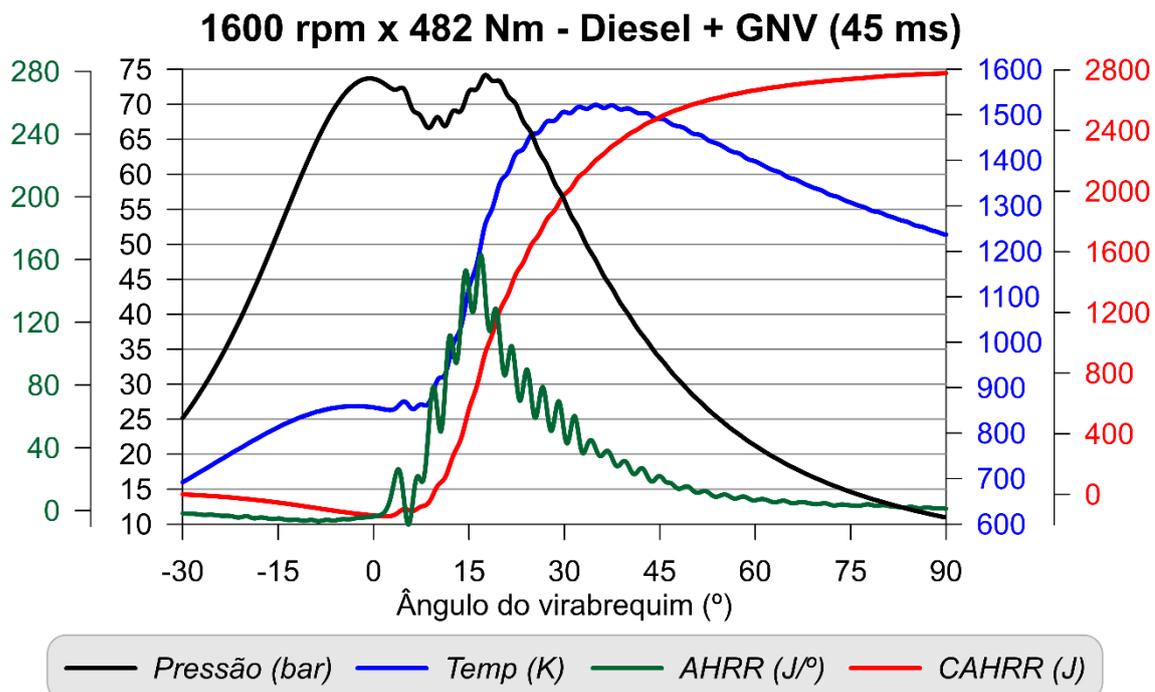


Figura B.44: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (45 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

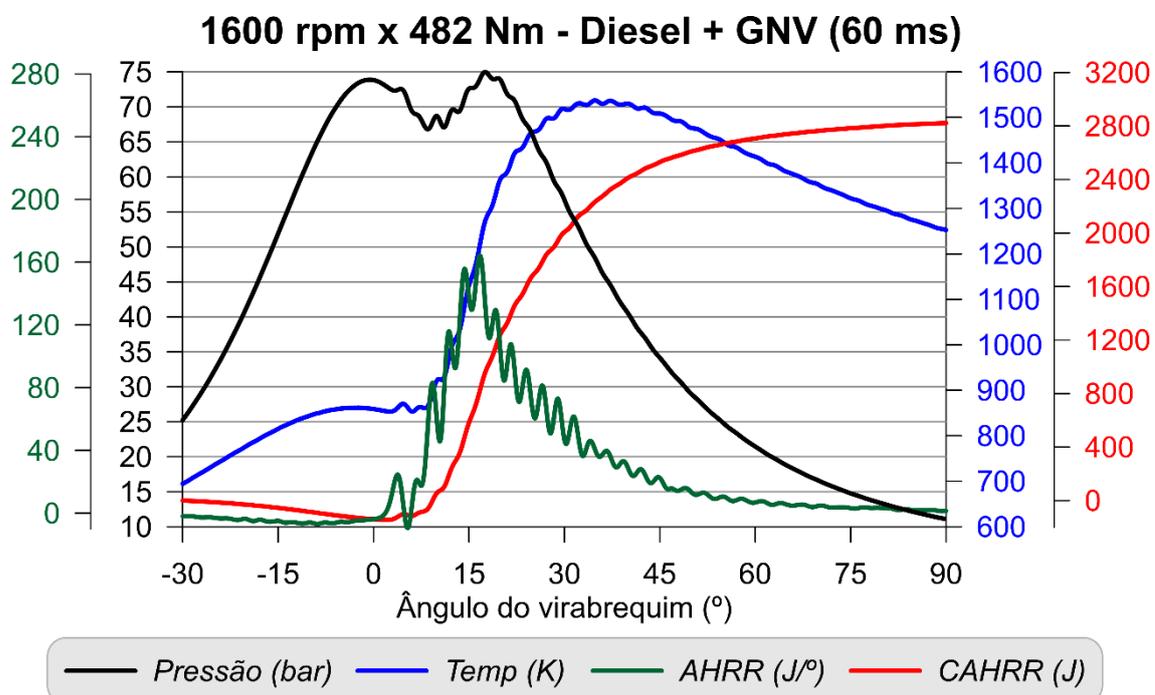


Figura B.45: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (60 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

B.3.2 Ponto 6 (1600 rpm x 722 Nm)

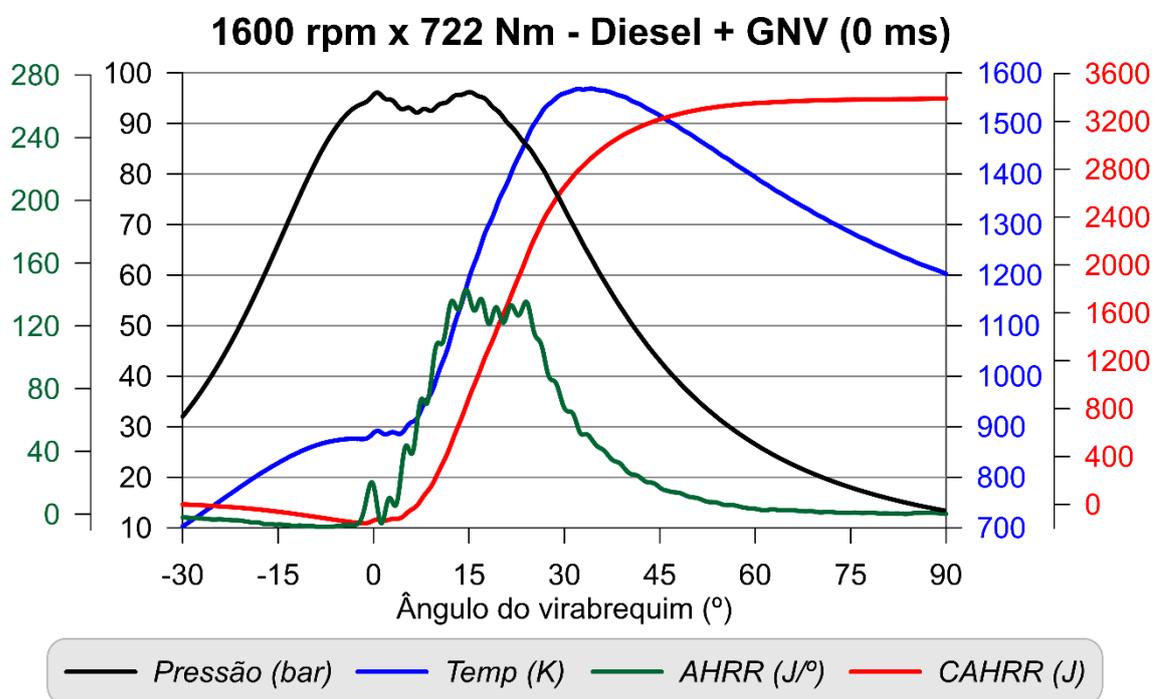


Figura B.46: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (0 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

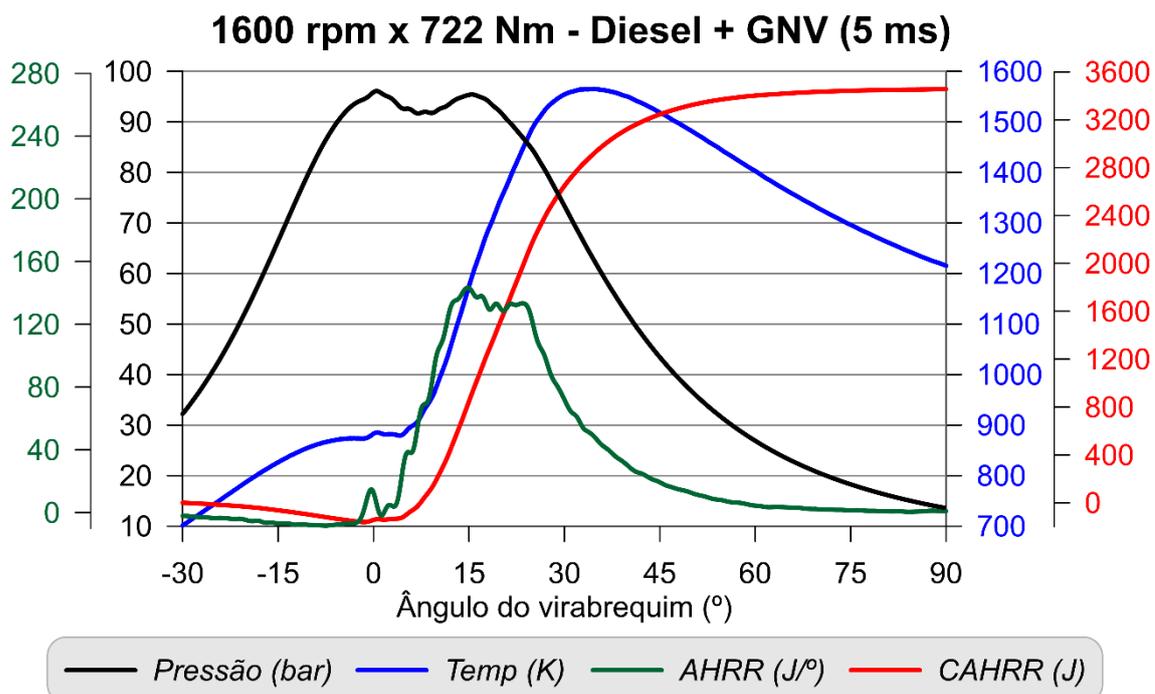


Figura B.47: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (5 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

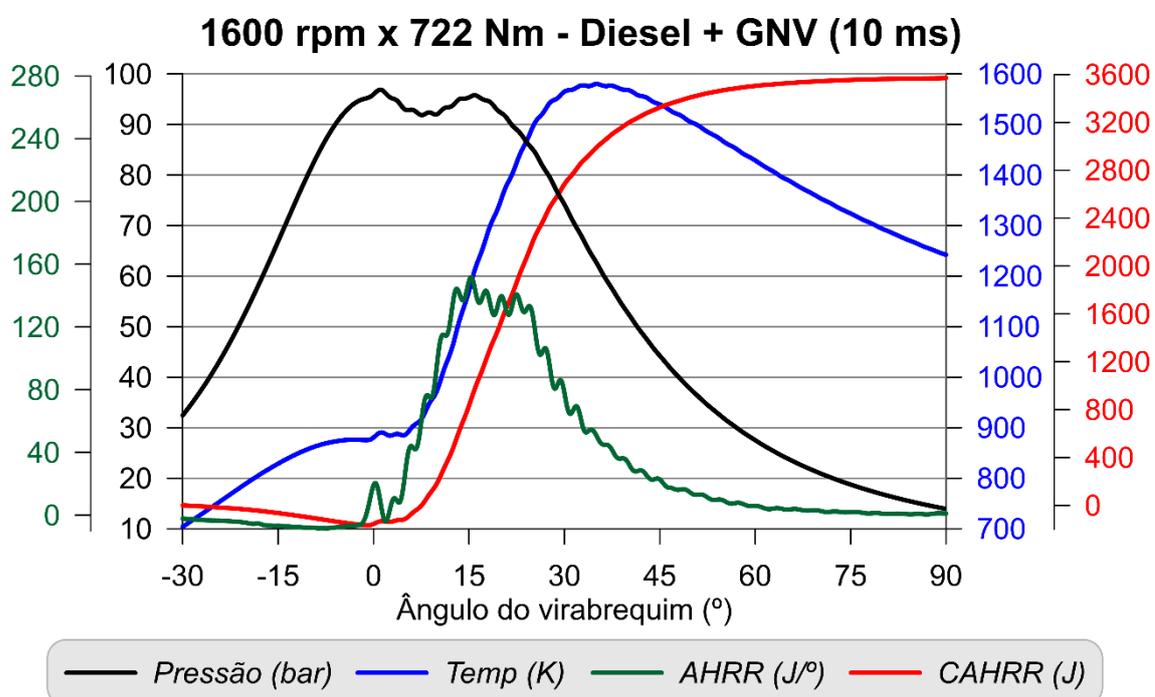


Figura B.48: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (10 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

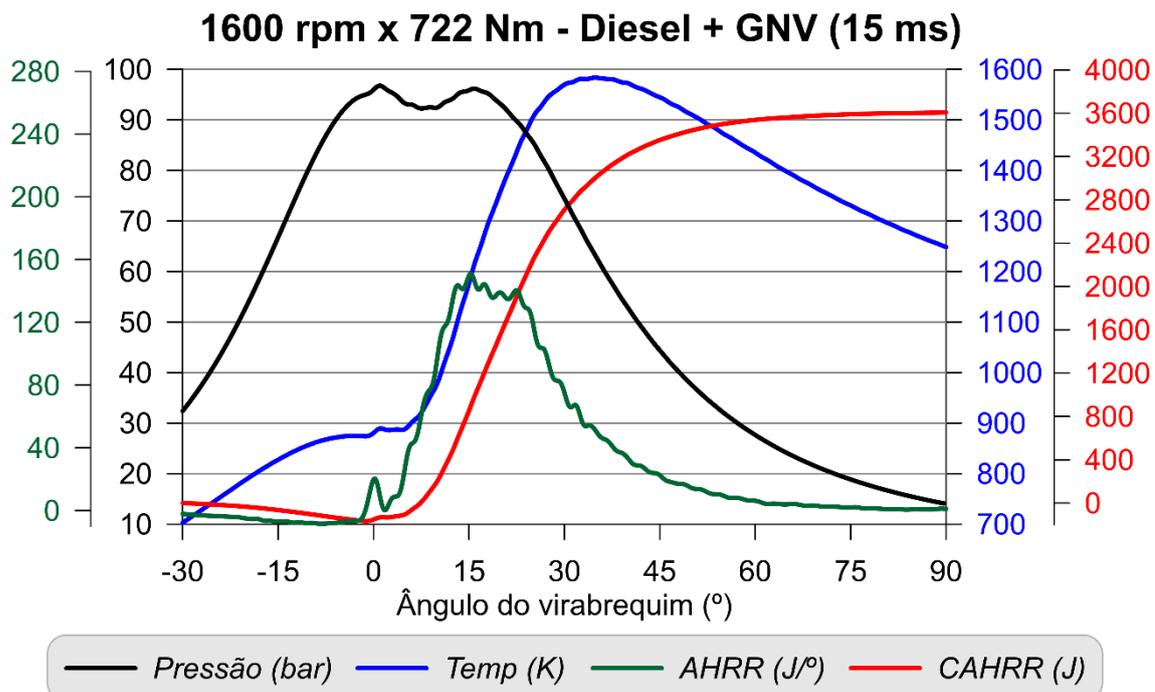


Figura B.49: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (15 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

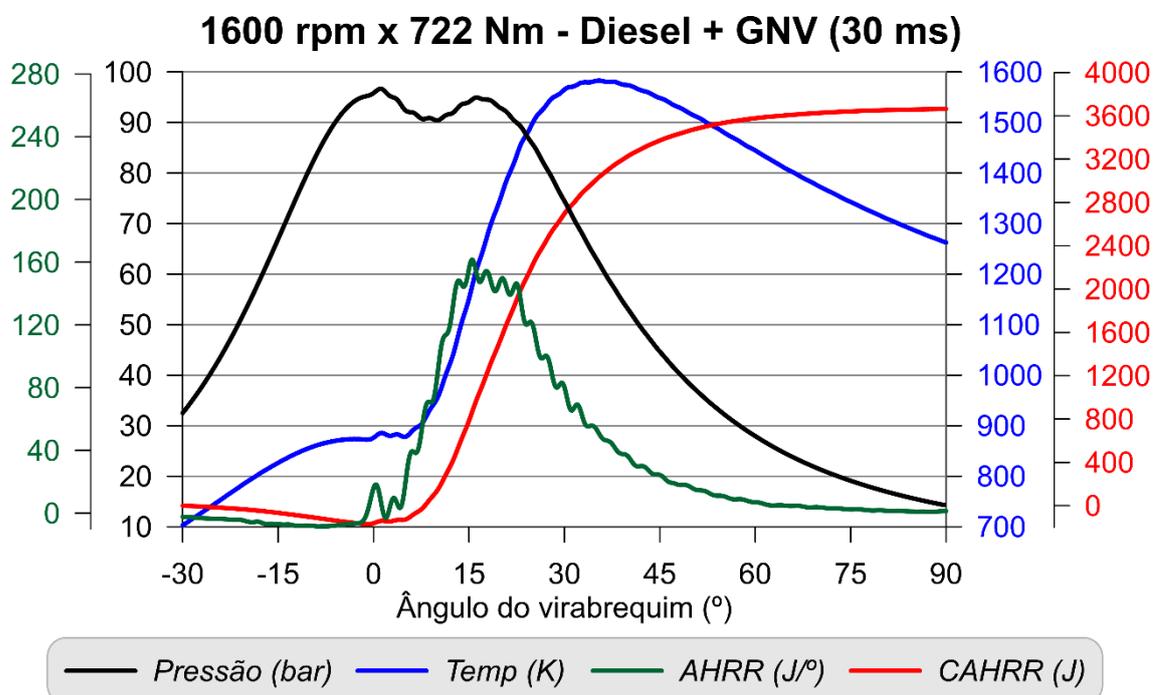


Figura B.50: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (30 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

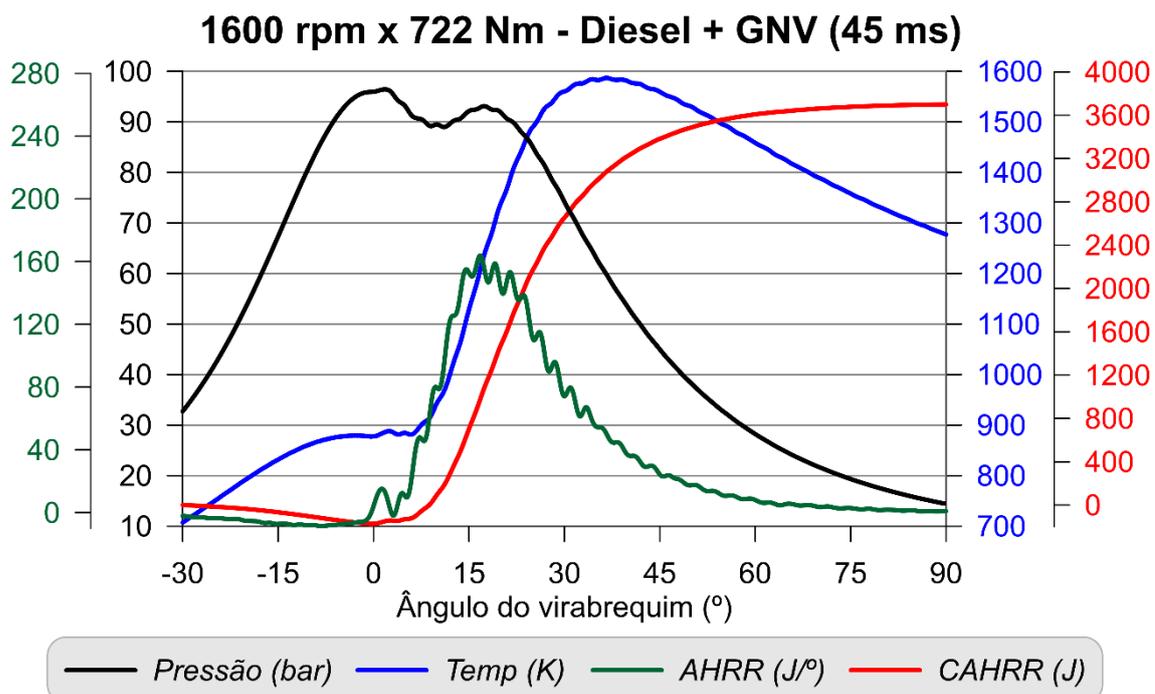


Figura B.51: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (45 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

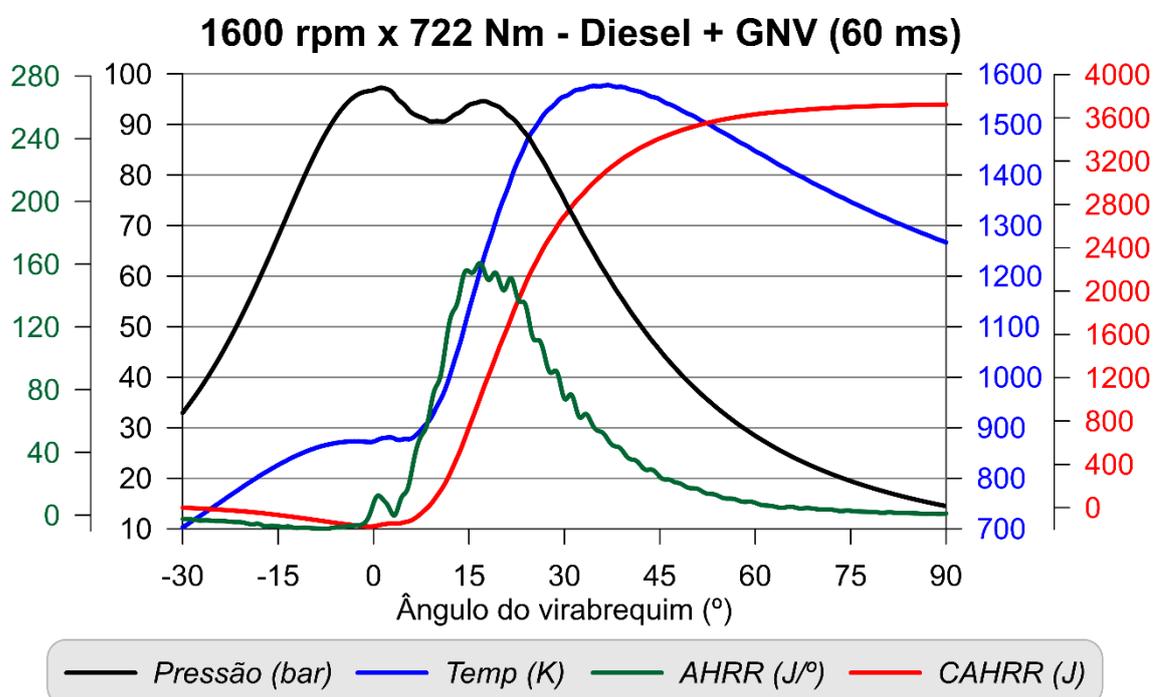


Figura B.52: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (0 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

B.3.3 Ponto 3 (2200 rpm x 369 Nm)

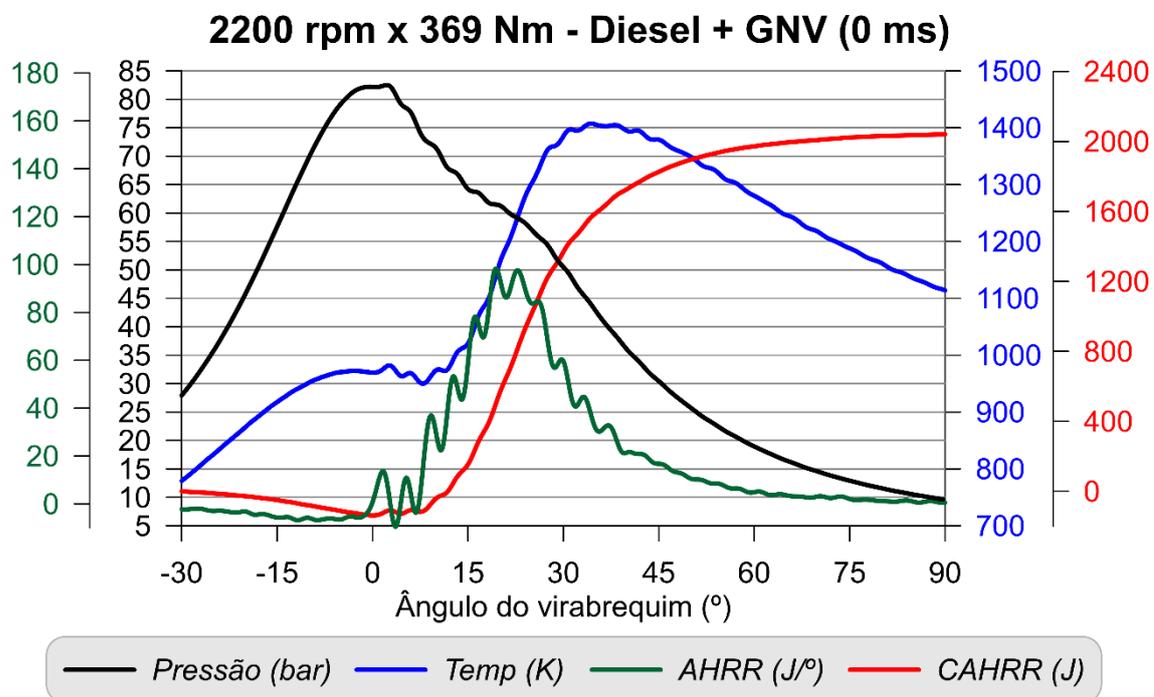


Figura B.53: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (0 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

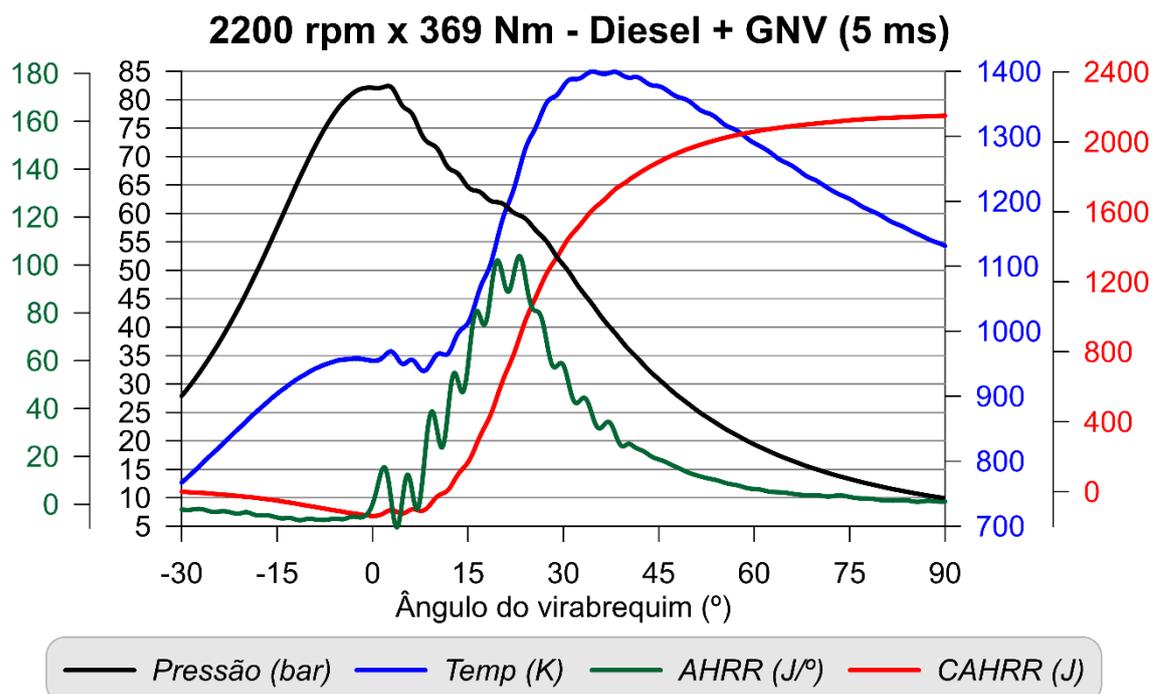


Figura B.54: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (5 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

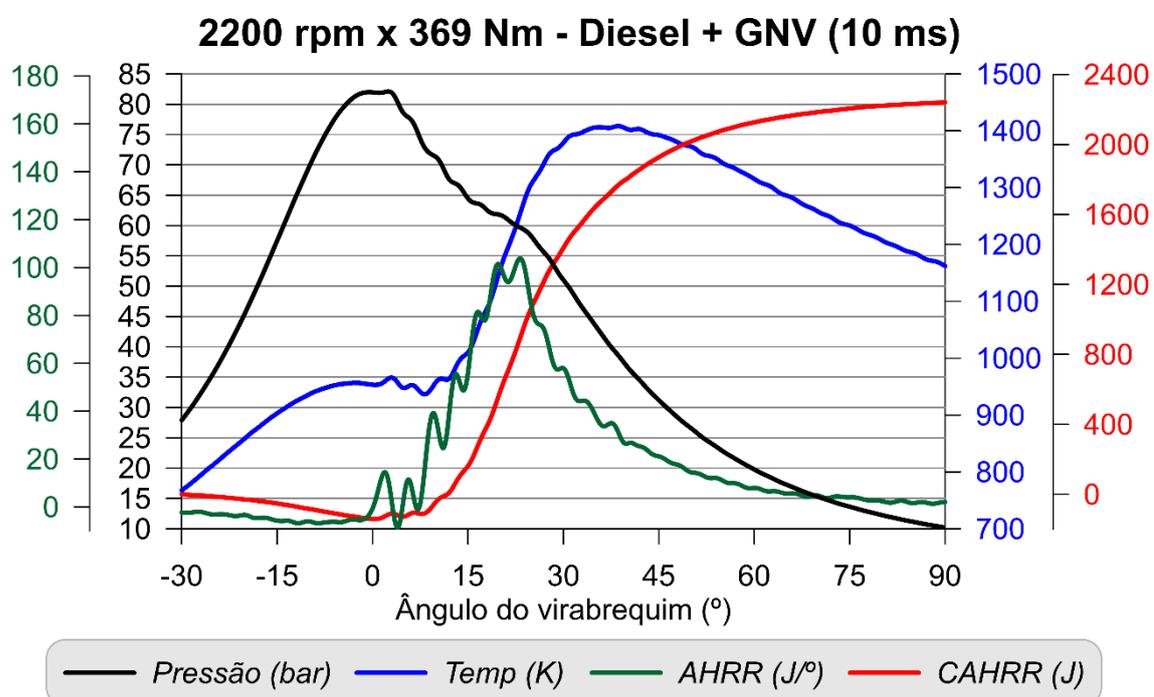


Figura B.55: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

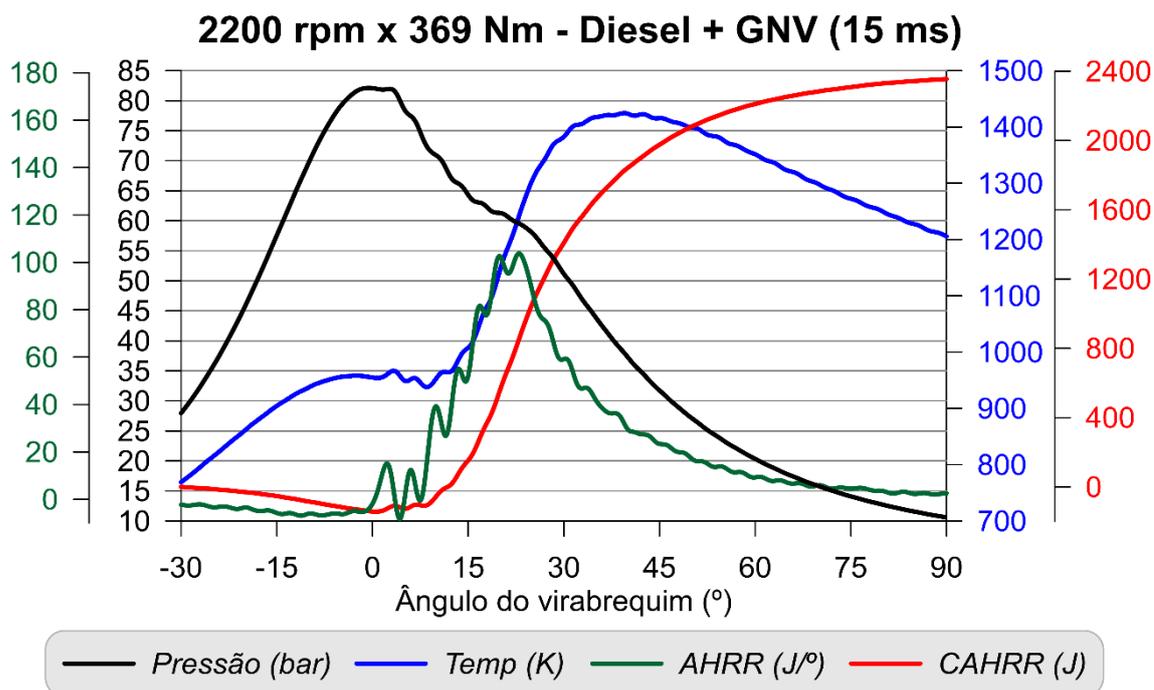


Figura B.56: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (15 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

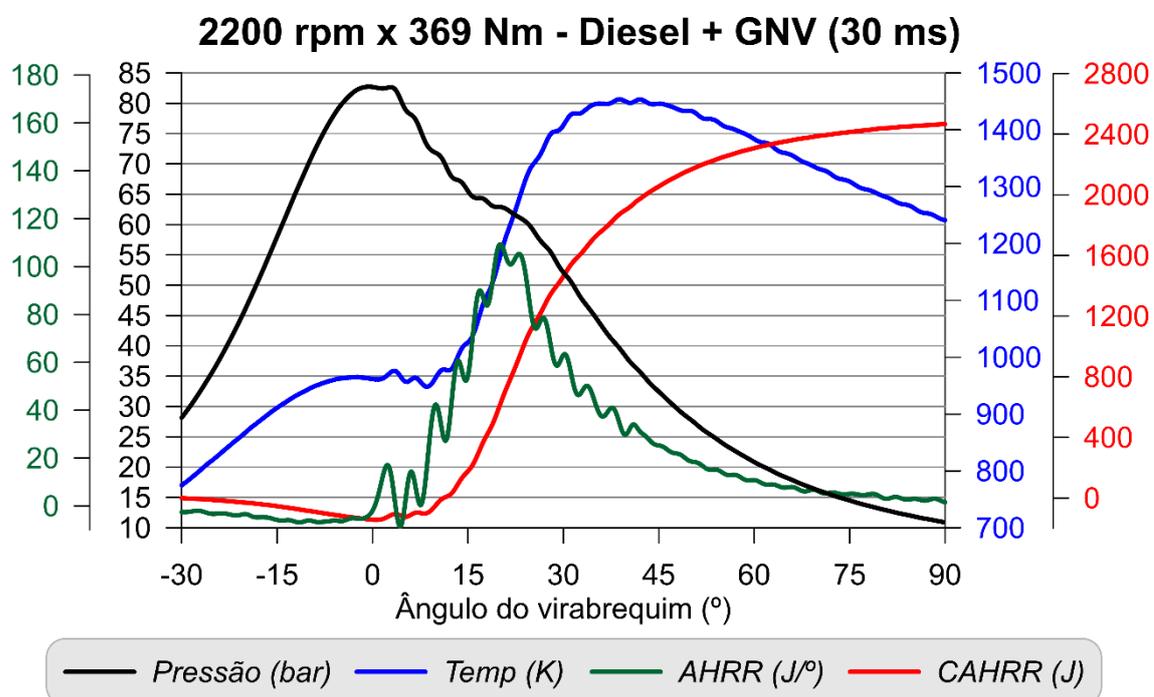


Figura B.57: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (30 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

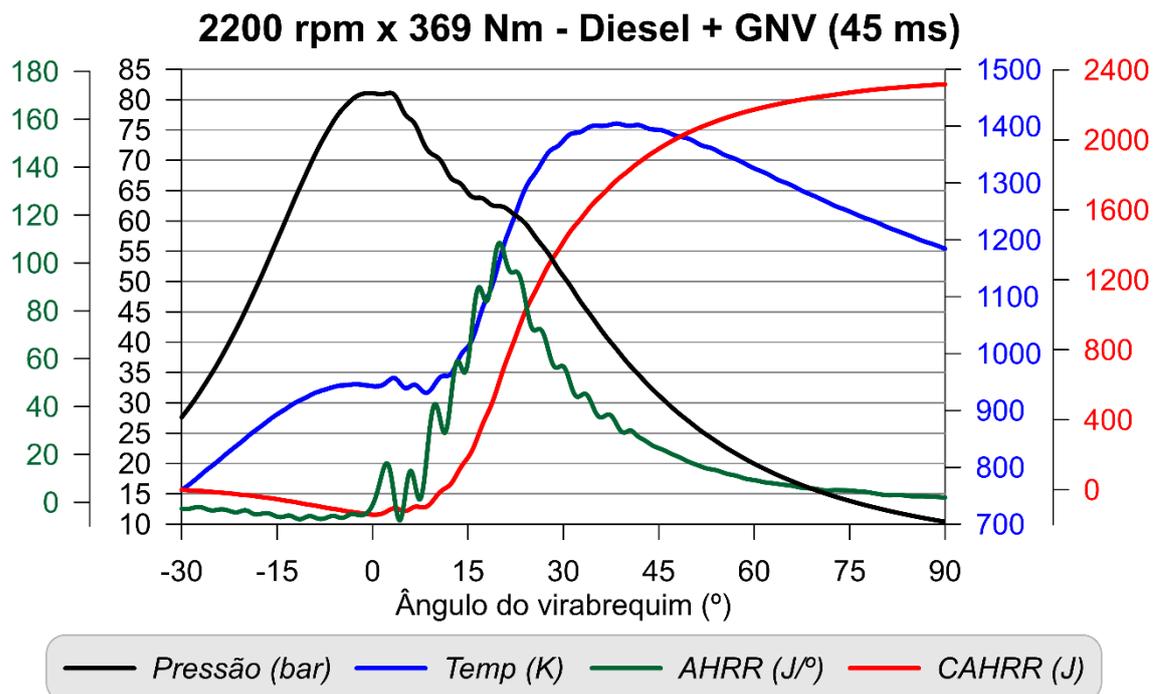


Figura B.58: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (45 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

B.3.4 Ponto 2 (2200 rpm x 552 Nm)

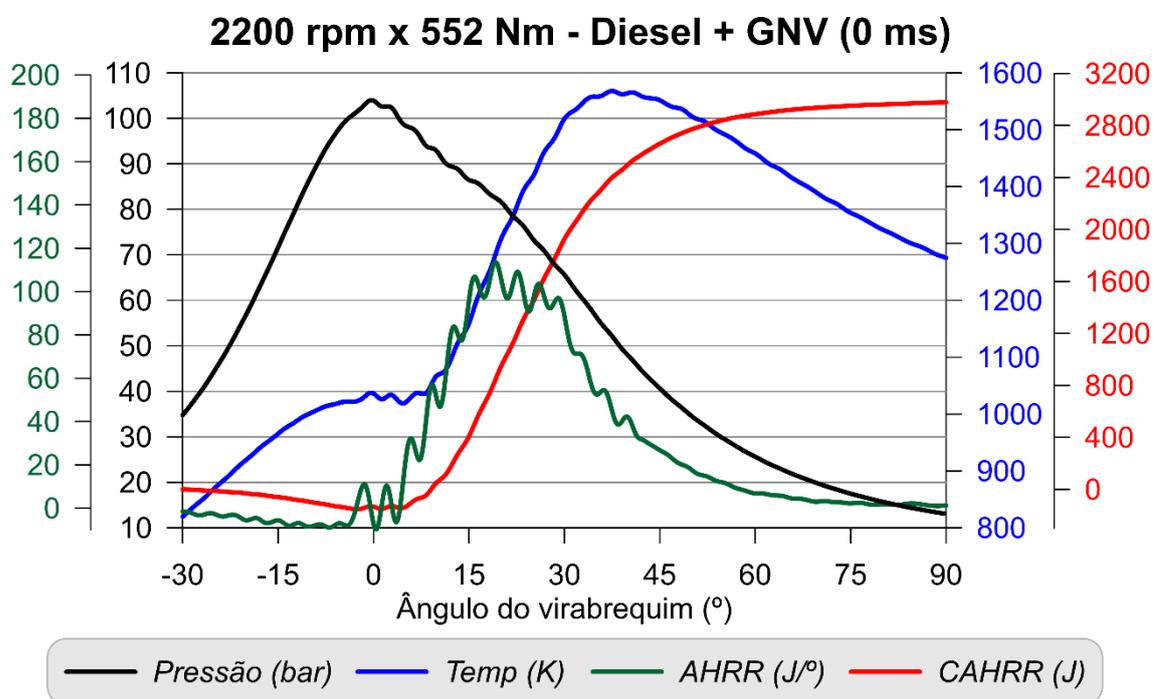


Figura B.59: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (0 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

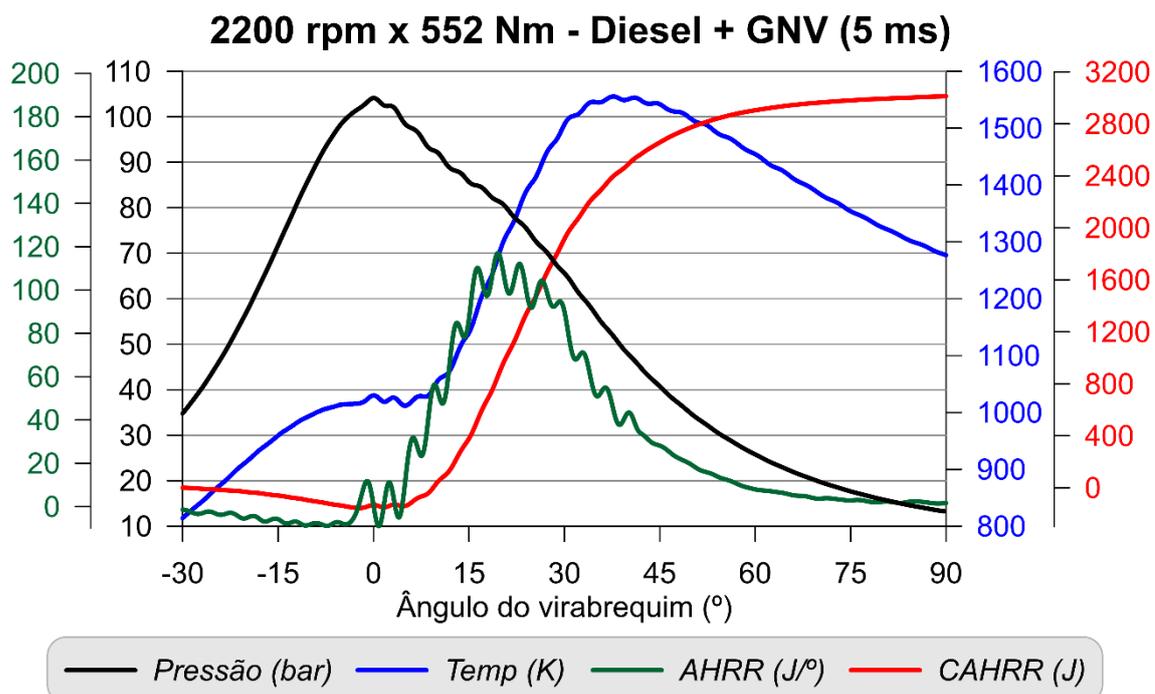


Figura B.60: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (5 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

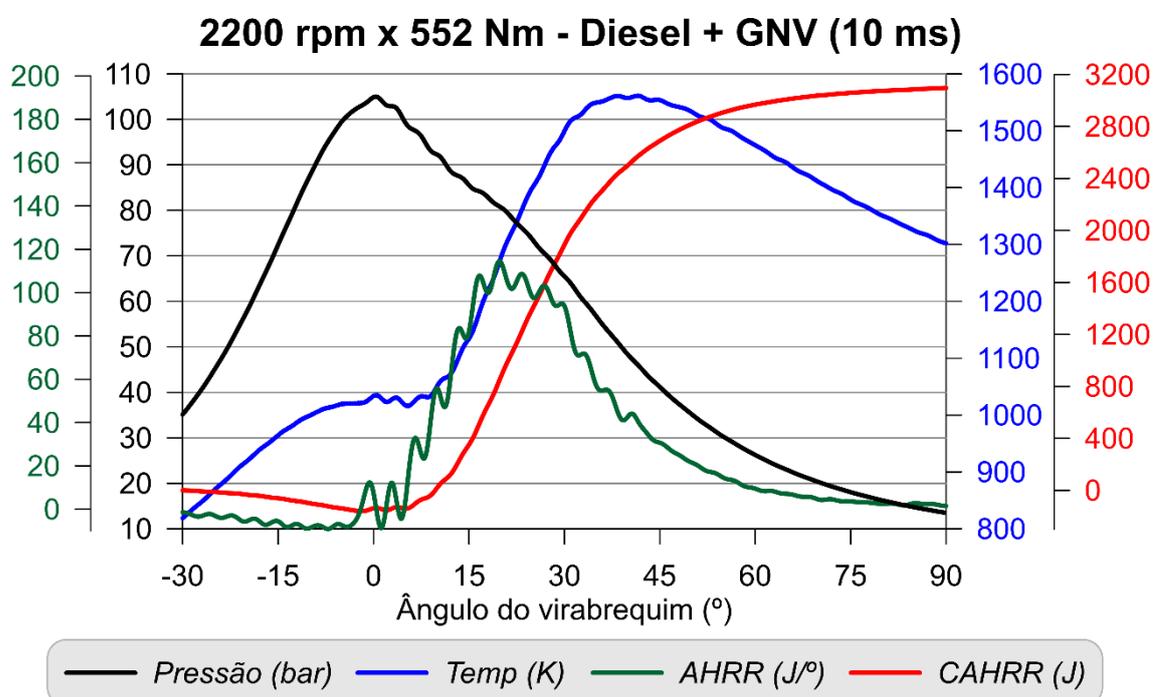


Figura B.61: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (10 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

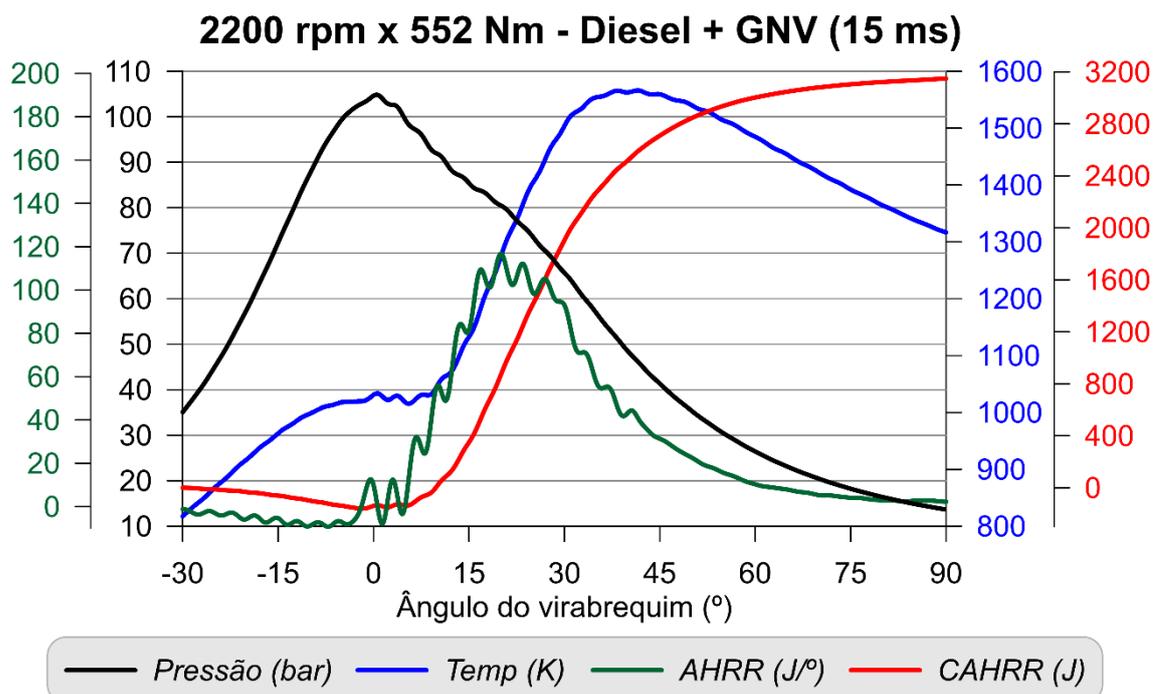


Figura B.62: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (15 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

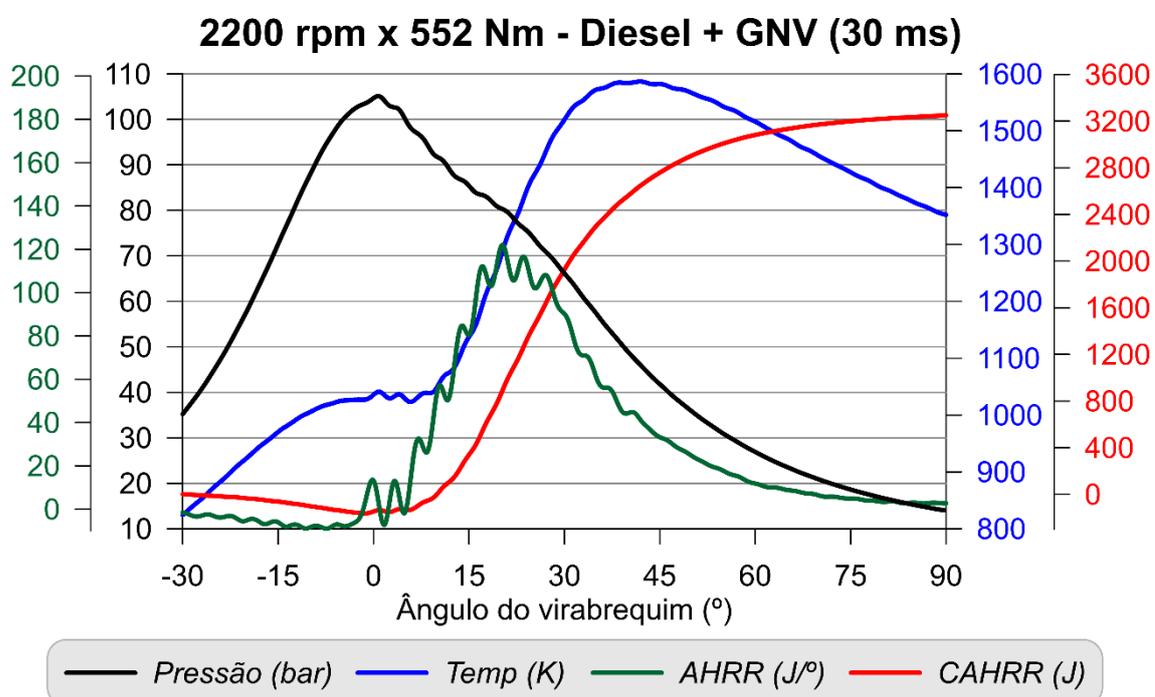


Figura B.63: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (30 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

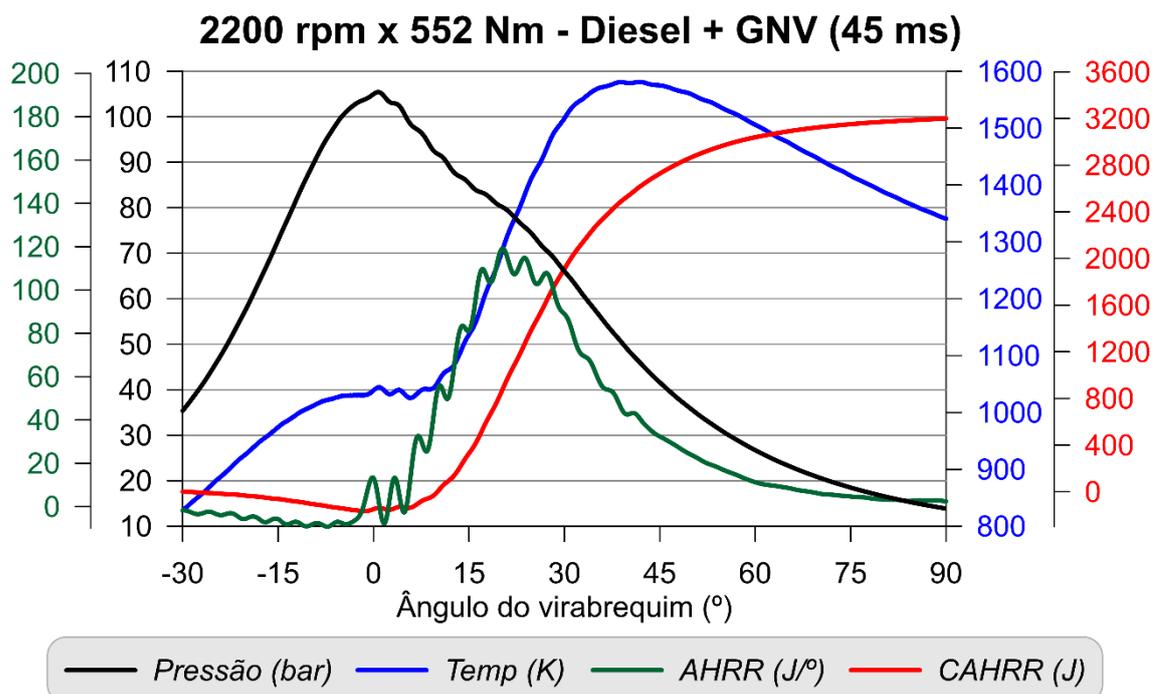


Figura B.64: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (45 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

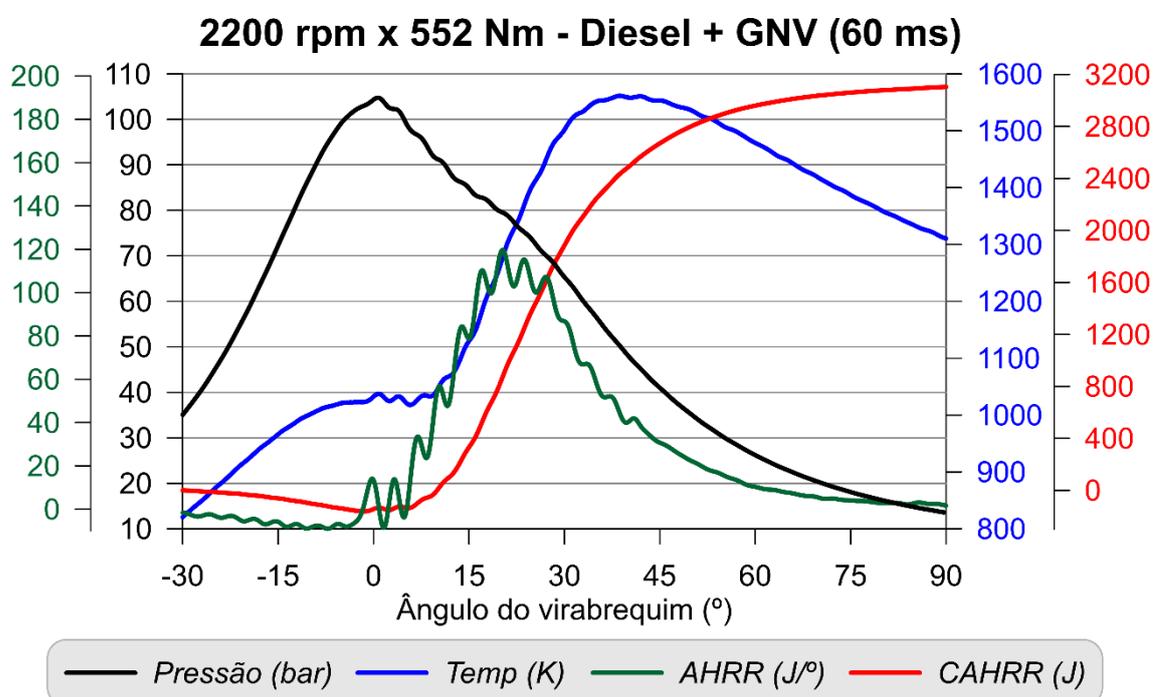


Figura B.65: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (60 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

B.4 Resultados da operação com diesel S10 em modo *dual-fuel* com hidrogênio

B.4.1 Ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm)

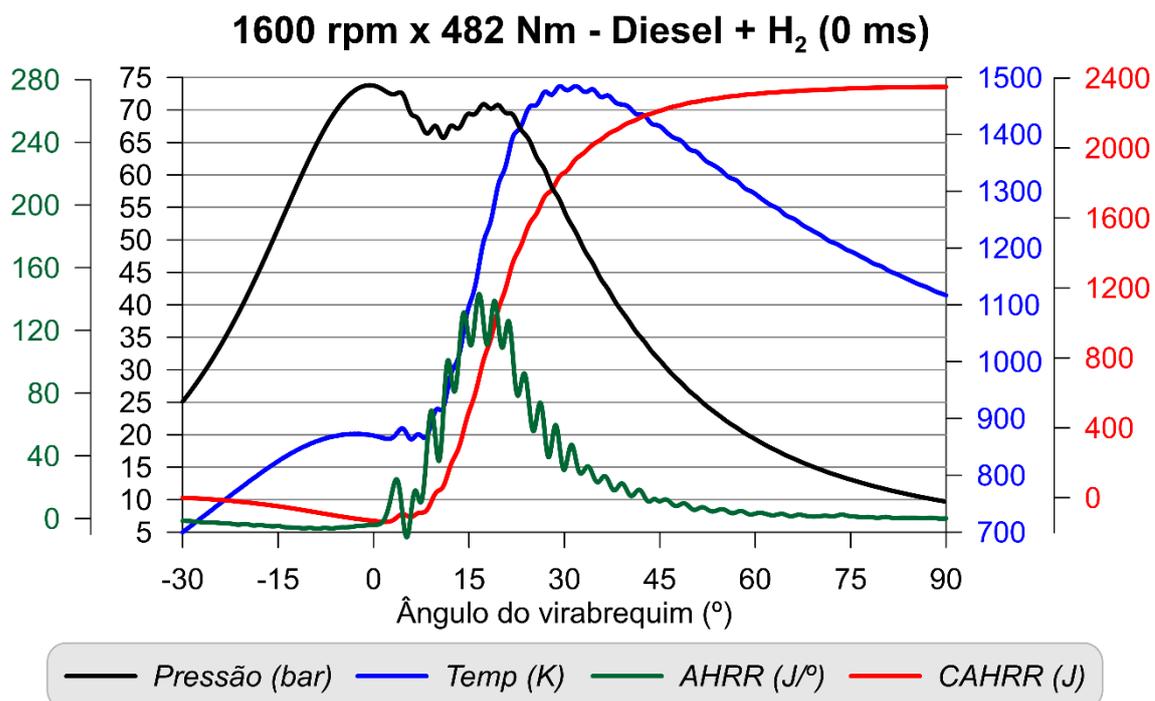


Figura B.66: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

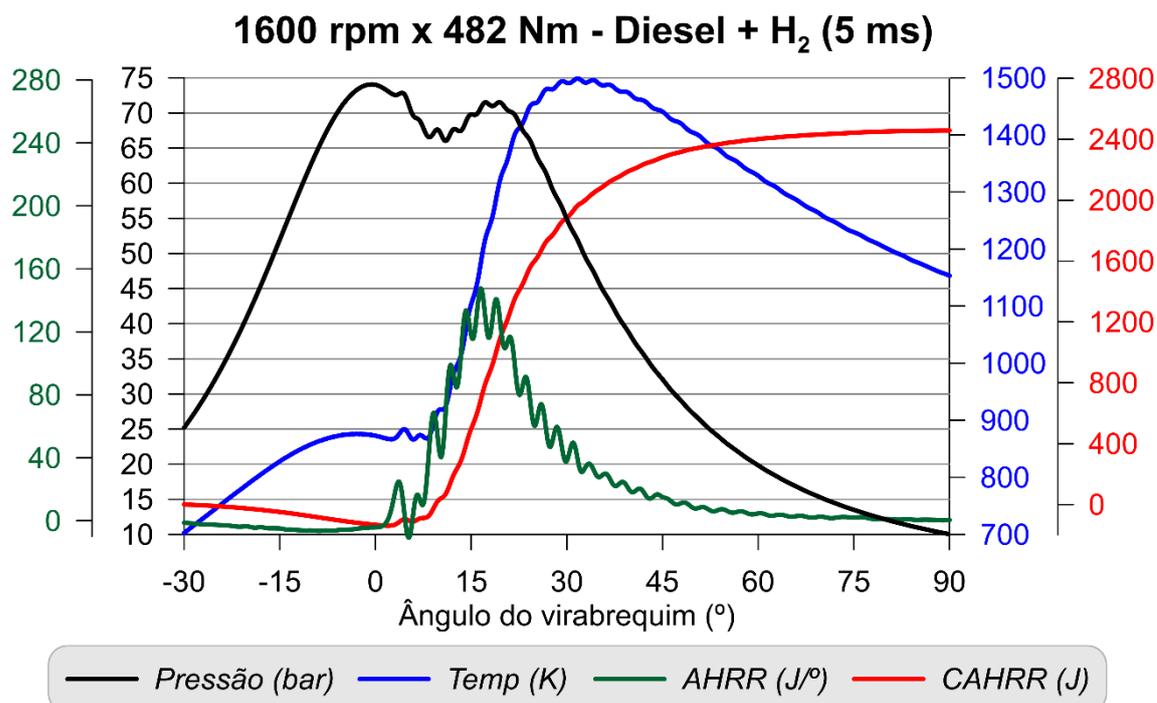


Figura B.67: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

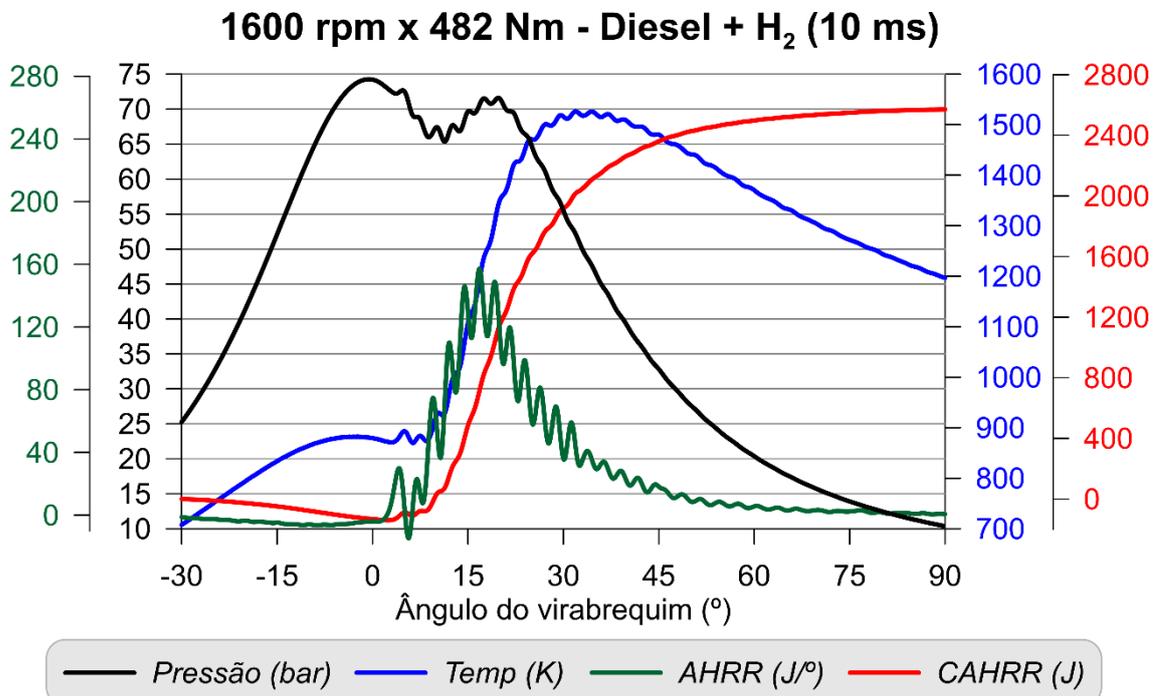


Figura B.68: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

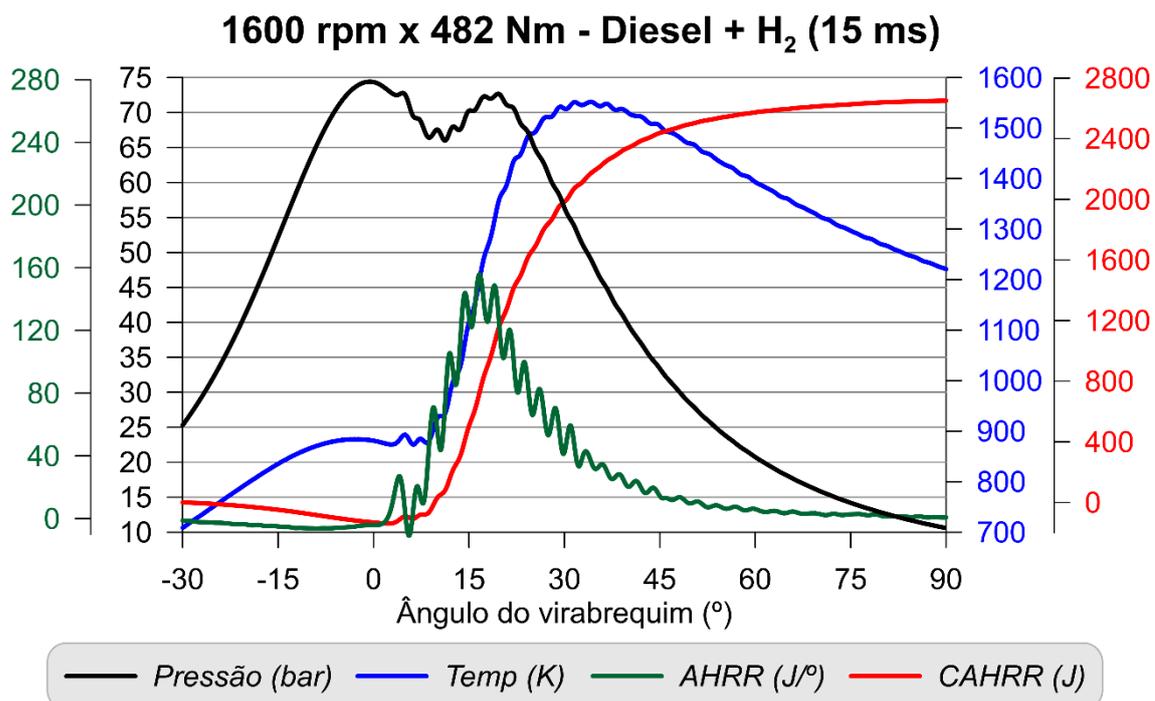


Figura B.69: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

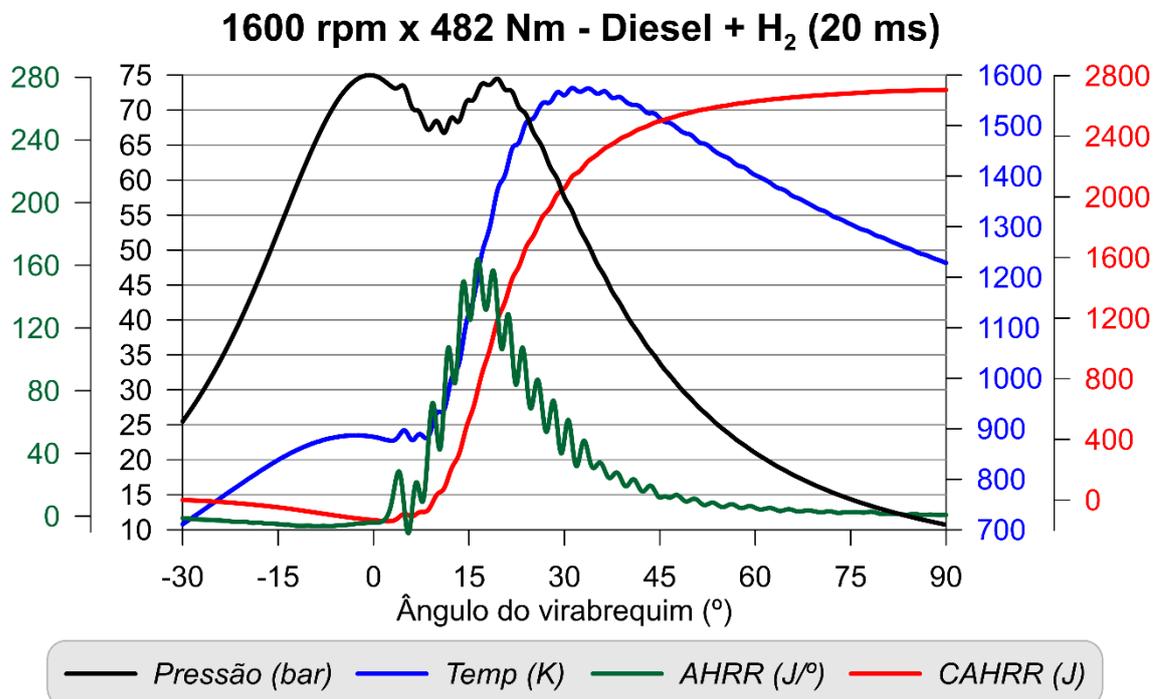


Figura B.70: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

B.4.2 Ponto 6 (1600 rpm x 722 Nm)

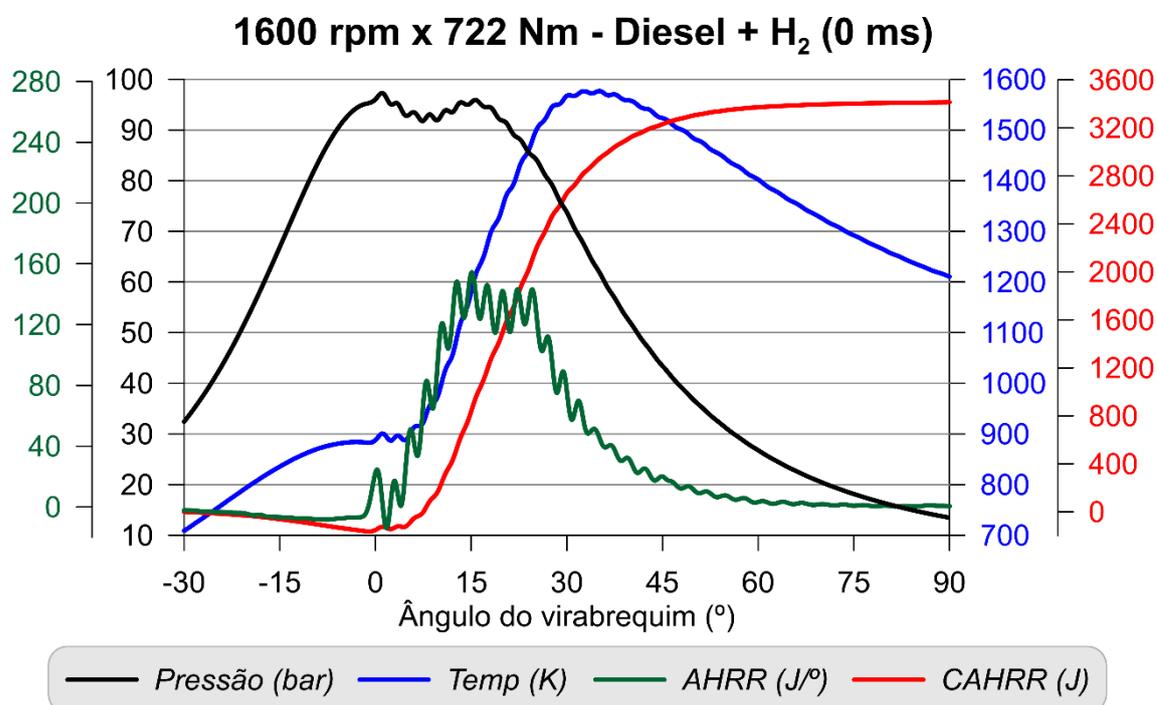


Figura B.71: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

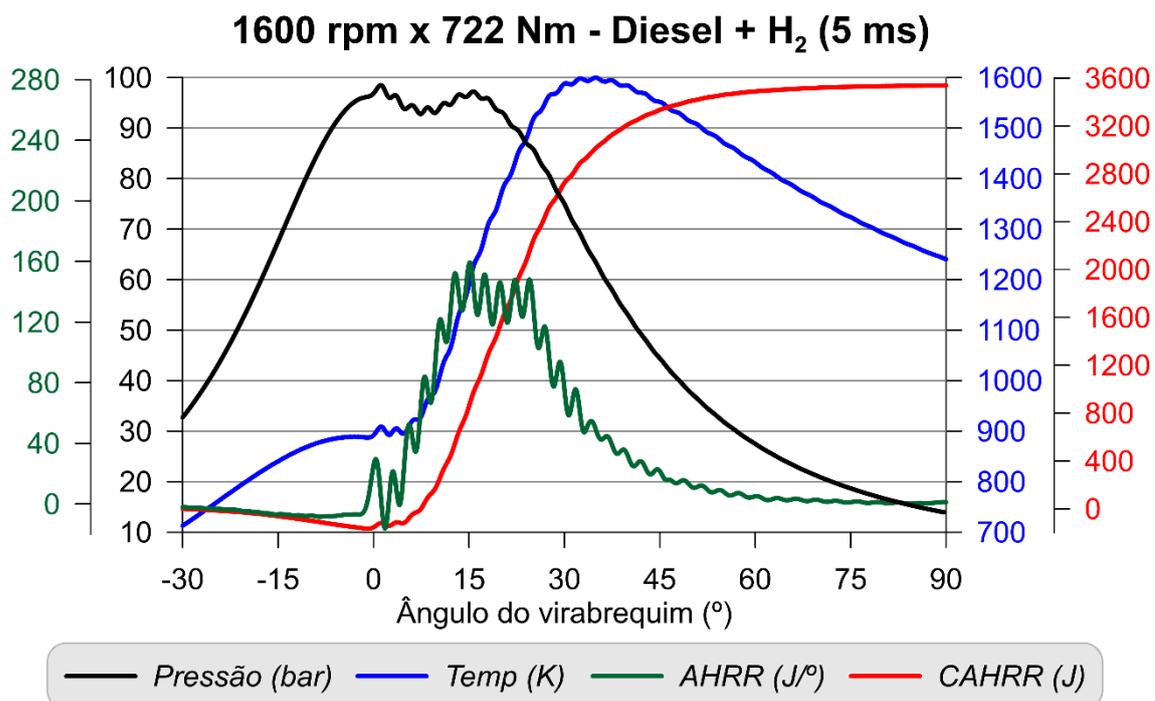


Figura B.72: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

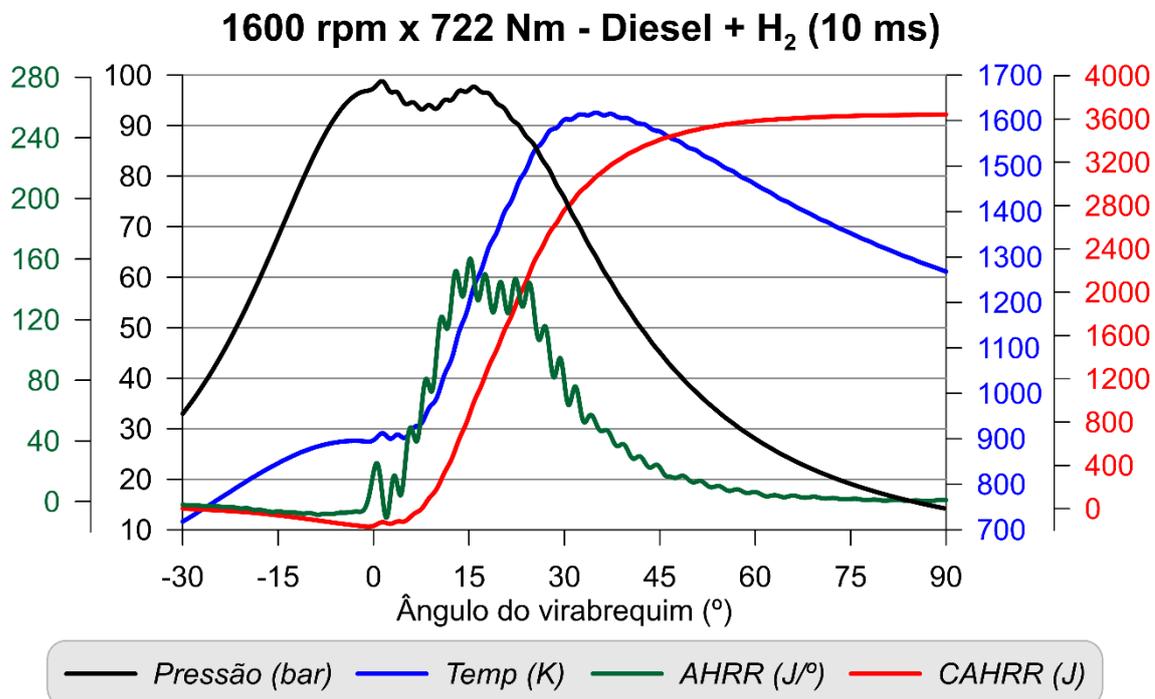


Figura B.73: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

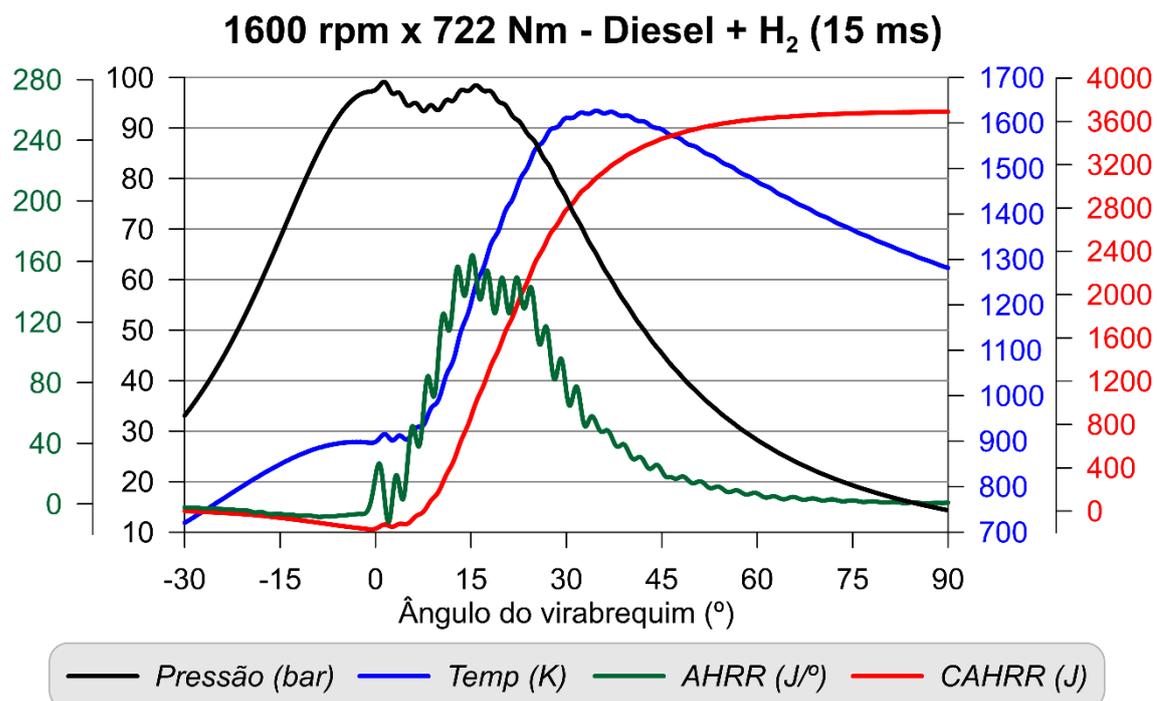


Figura B.74: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

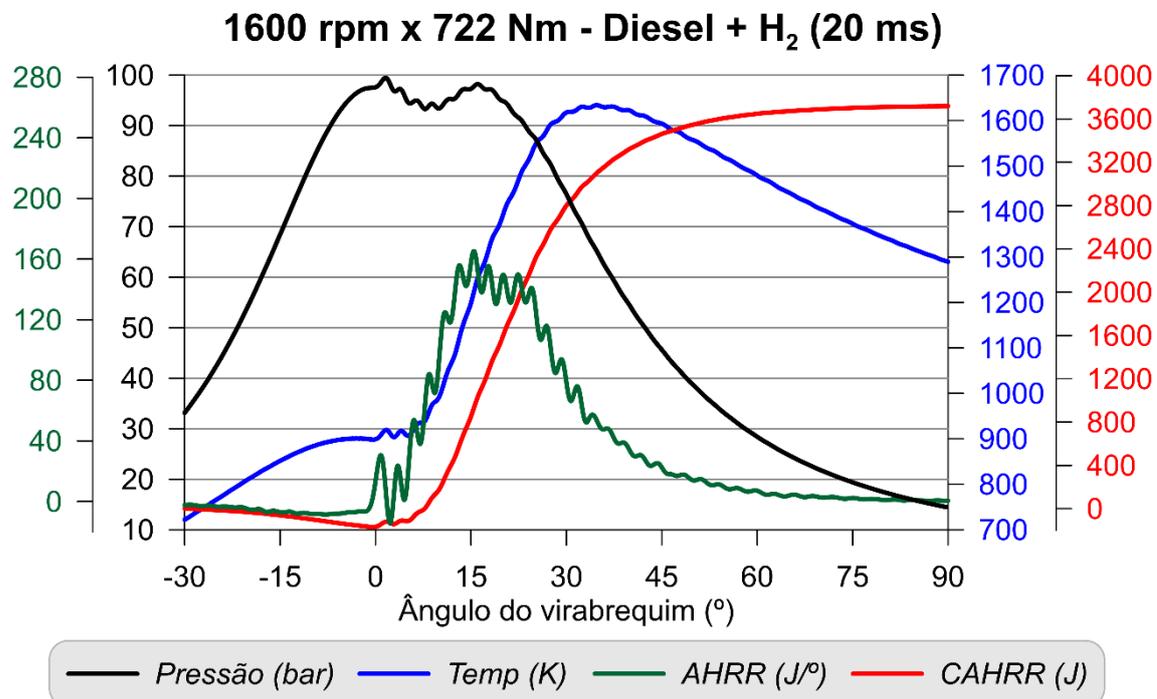


Figura B.75: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 1600 rpm e 722 Nm

B.4.3 Ponto 3 (2200 rpm x 369 Nm)

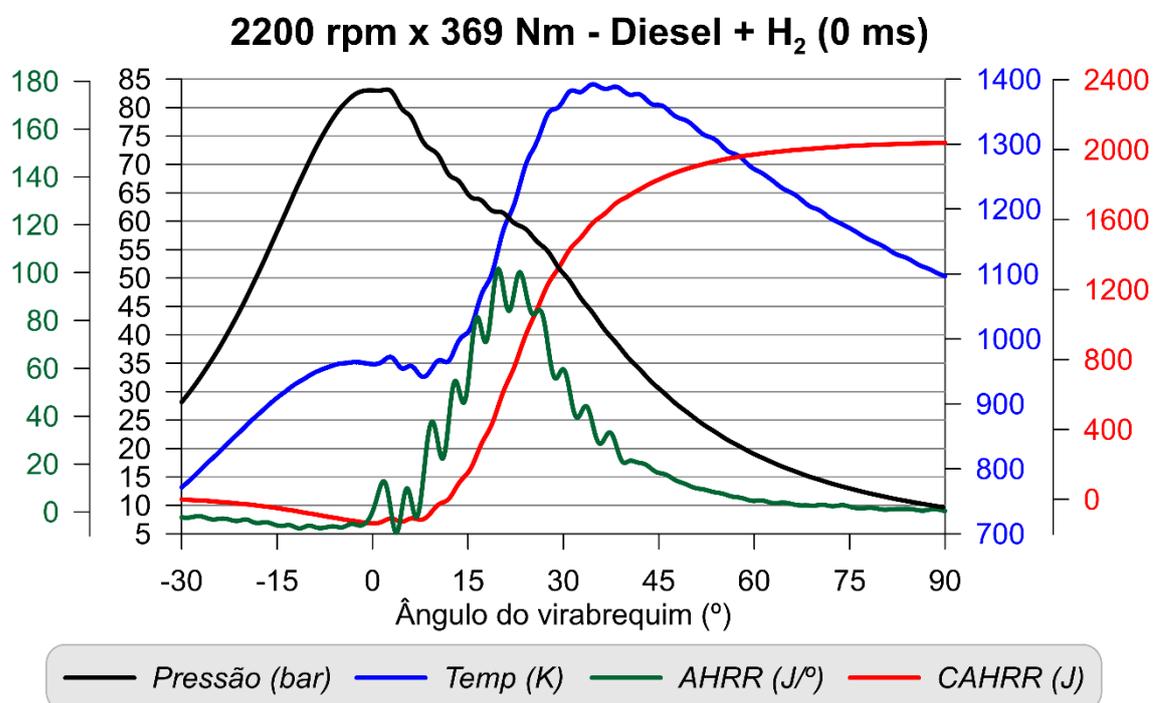


Figura B.76: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

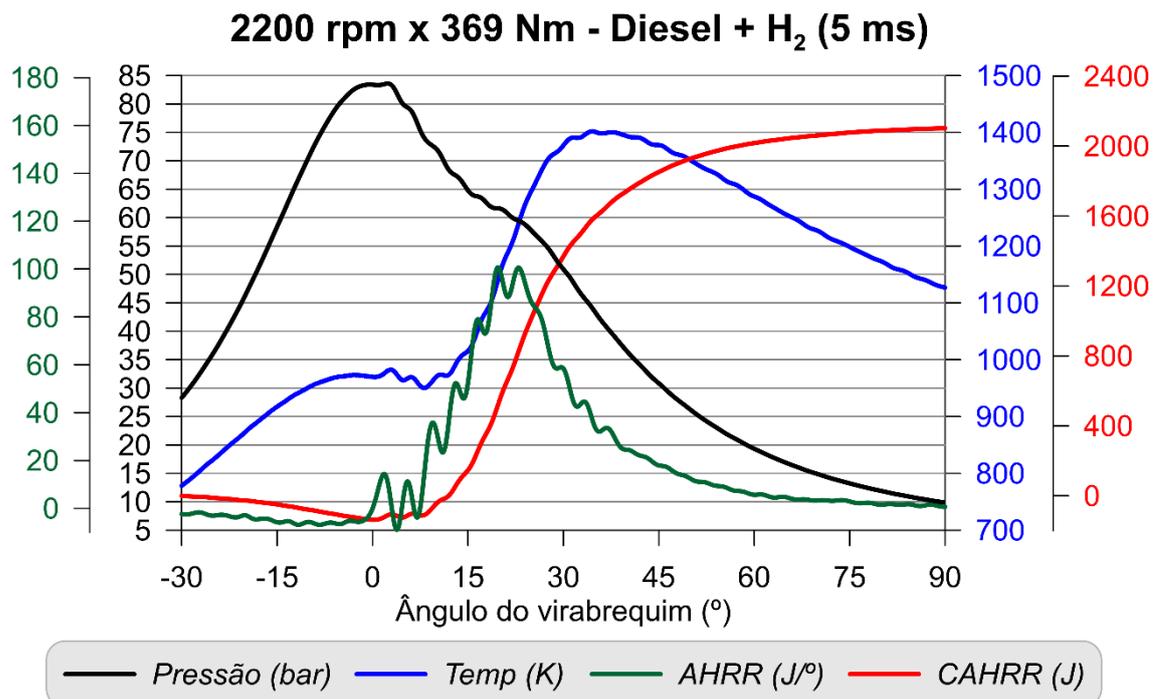


Figura B.77: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

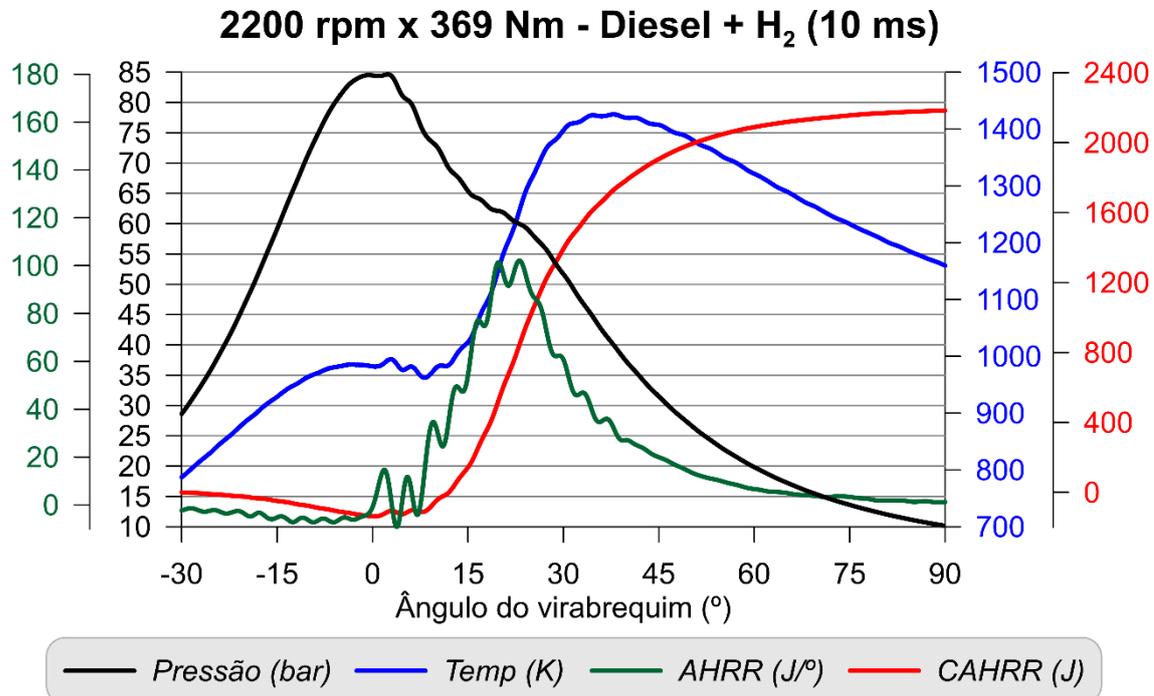


Figura B.78: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

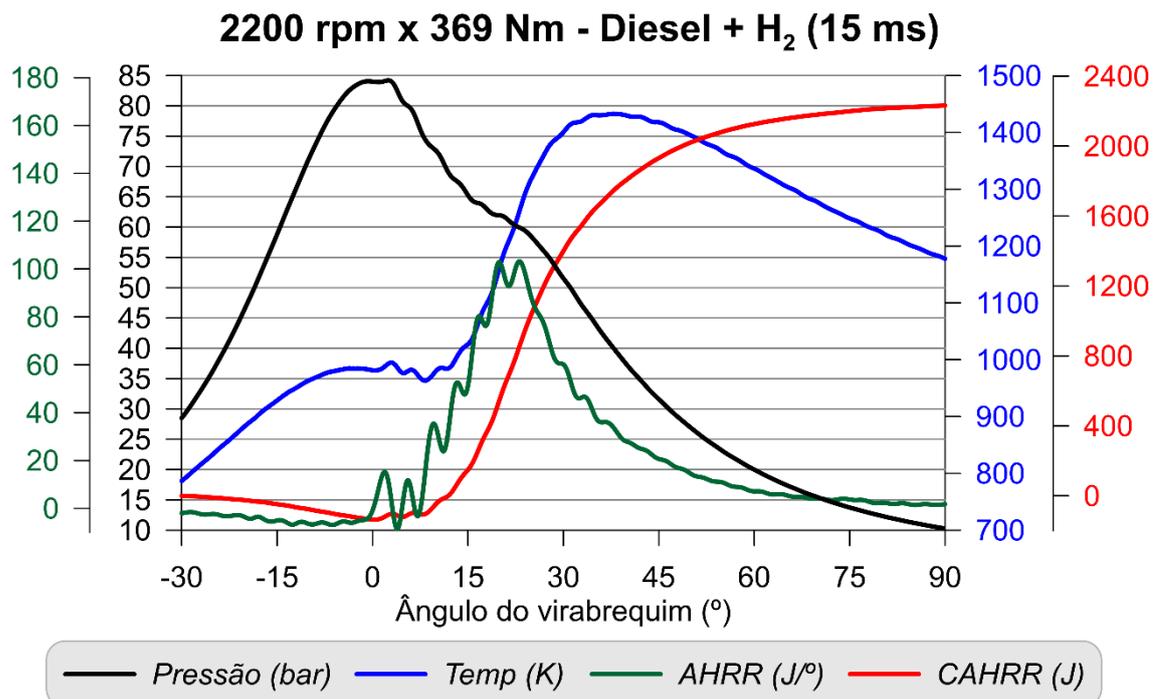


Figura B.79: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

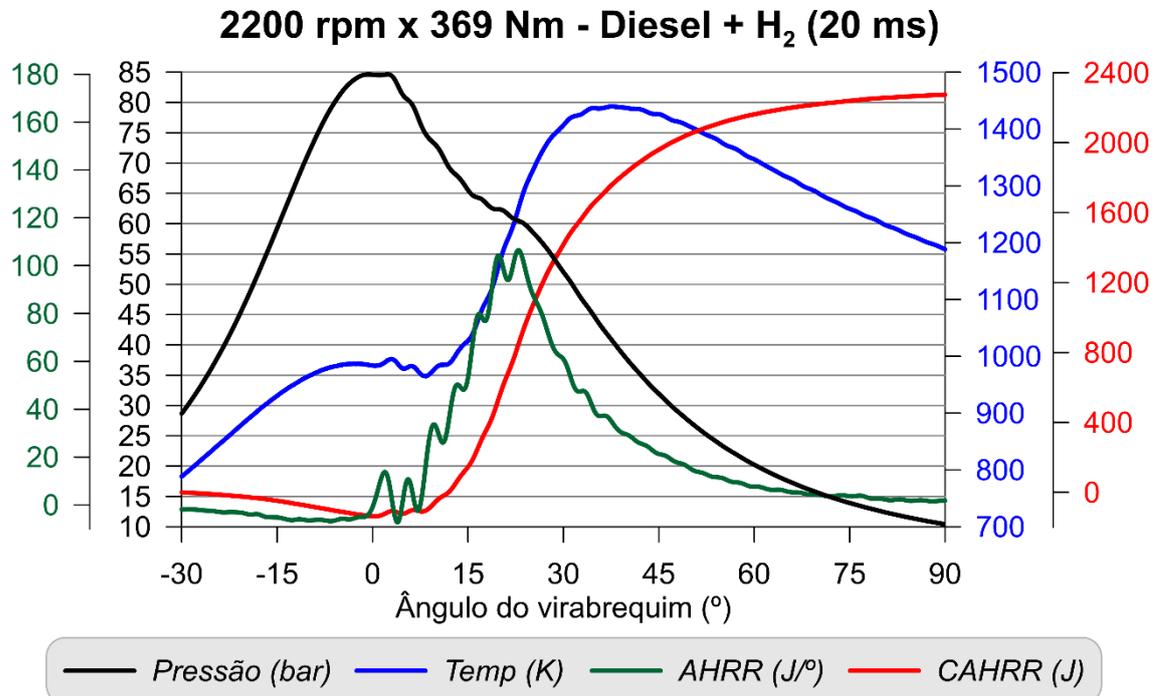


Figura B.80: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

B.4.3 Ponto 3 (2200 rpm x 552 Nm)

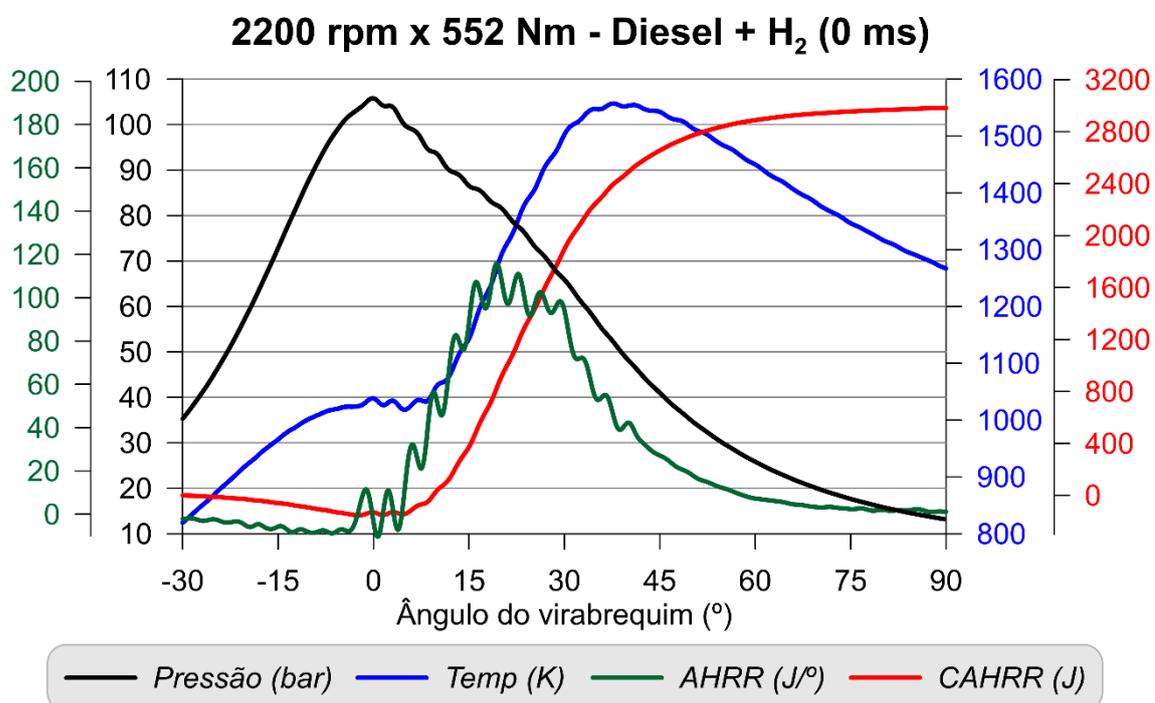


Figura B.81: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

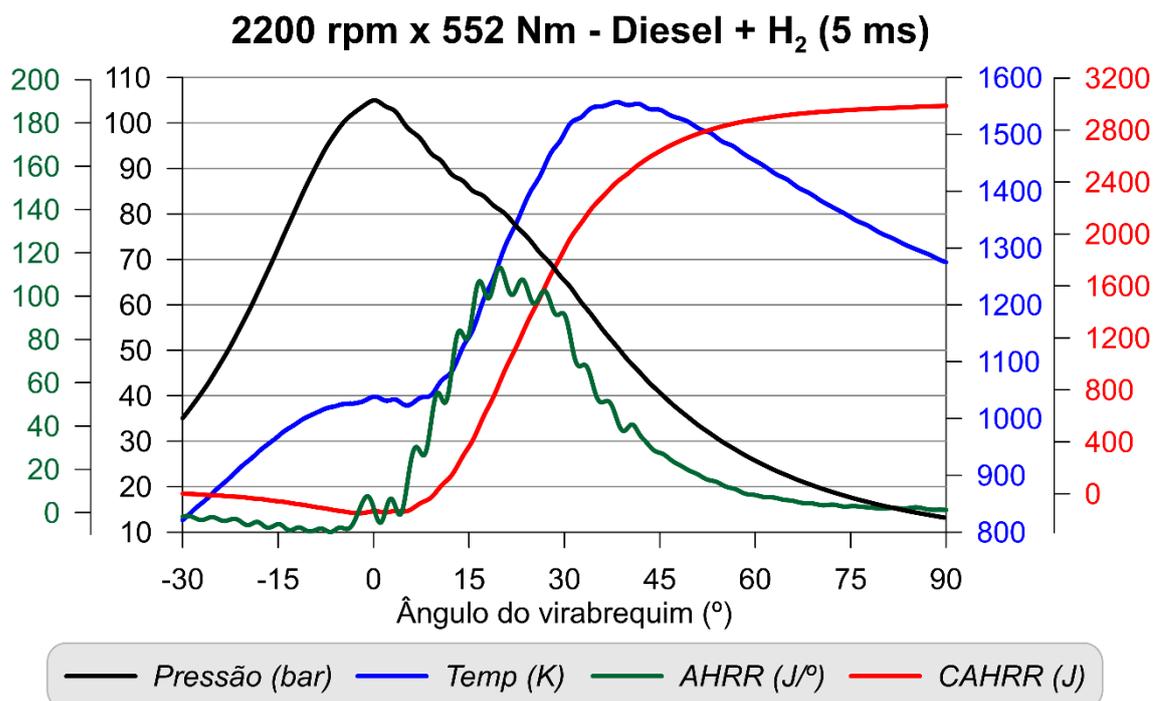


Figura B.82: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

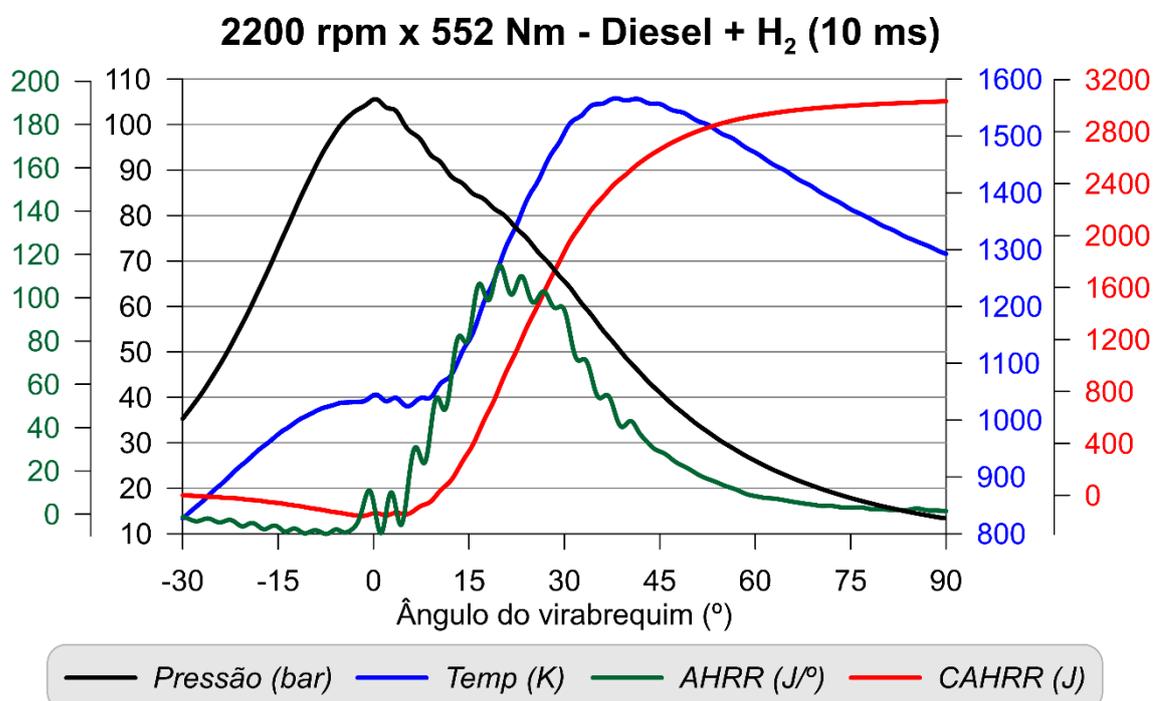


Figura B.83: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

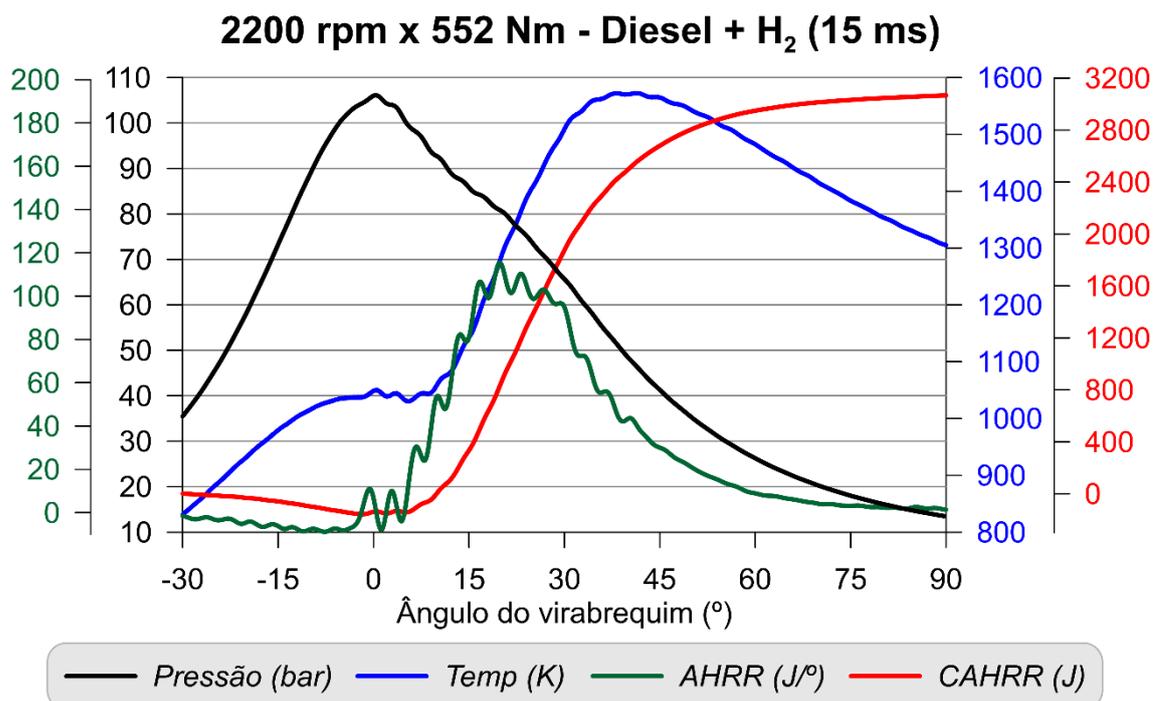


Figura B.84: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

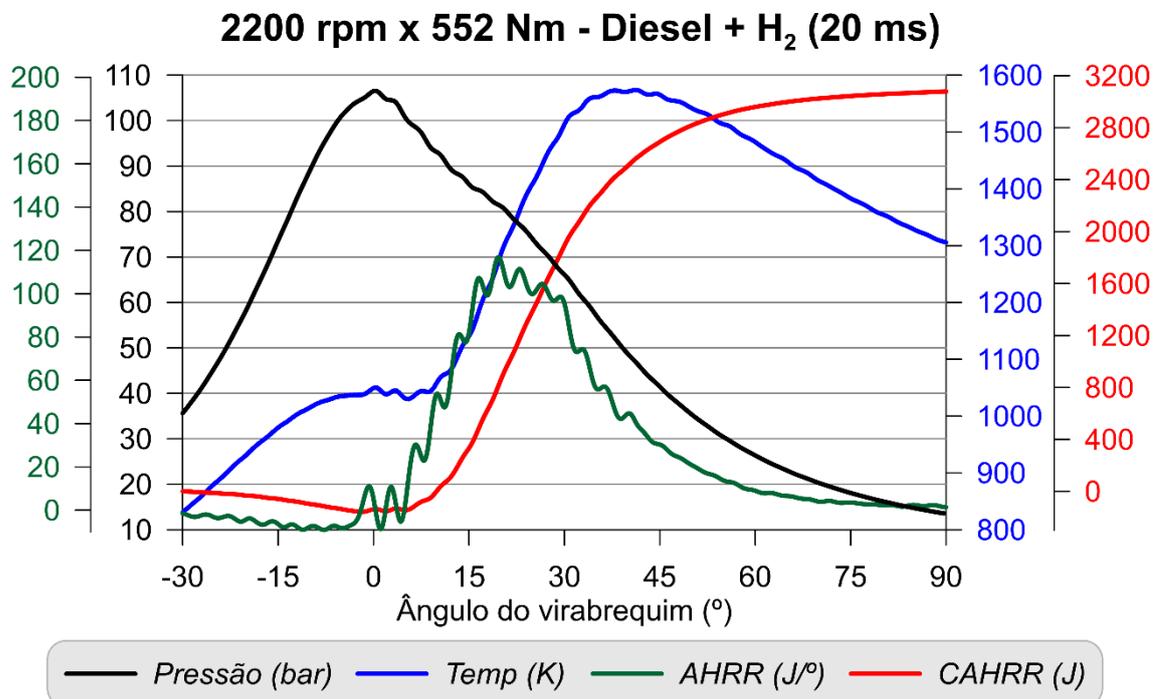


Figura B.85: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com diesel em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 2200 rpm e 552 Nm

B.5 Resultados da operação com HVO em modo *dual-fuel* com GNV

B.5.1 Ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm)

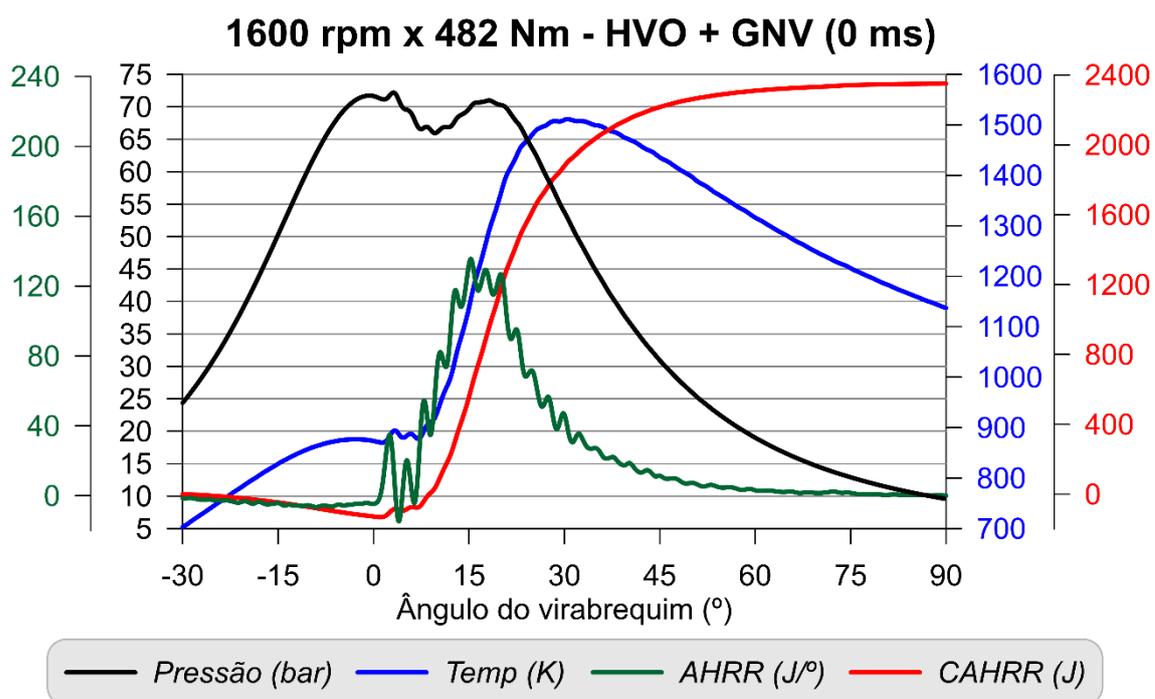


Figura B.86: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (0 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

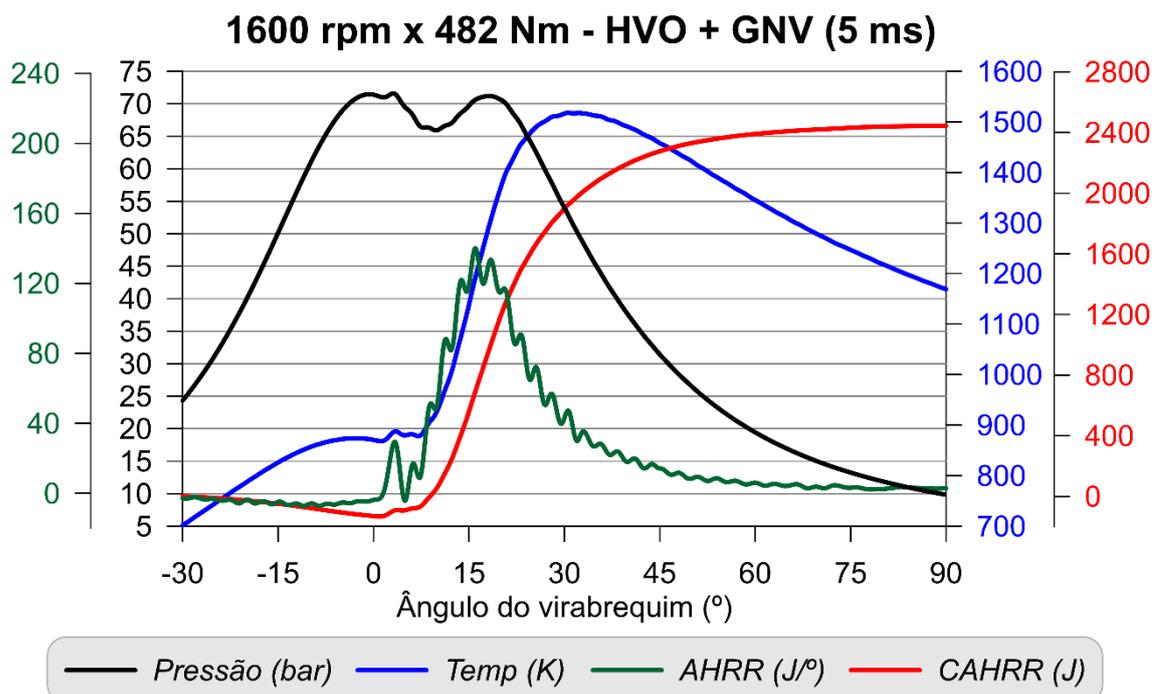


Figura B.87: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (5 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

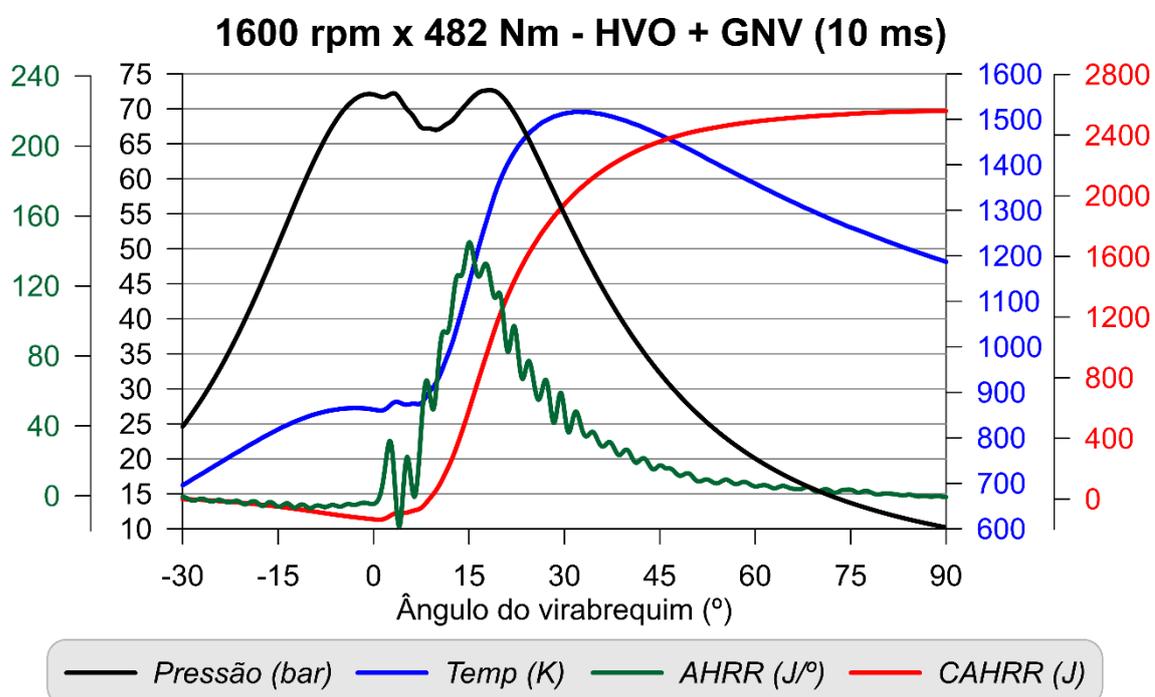


Figura B.88: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (10 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

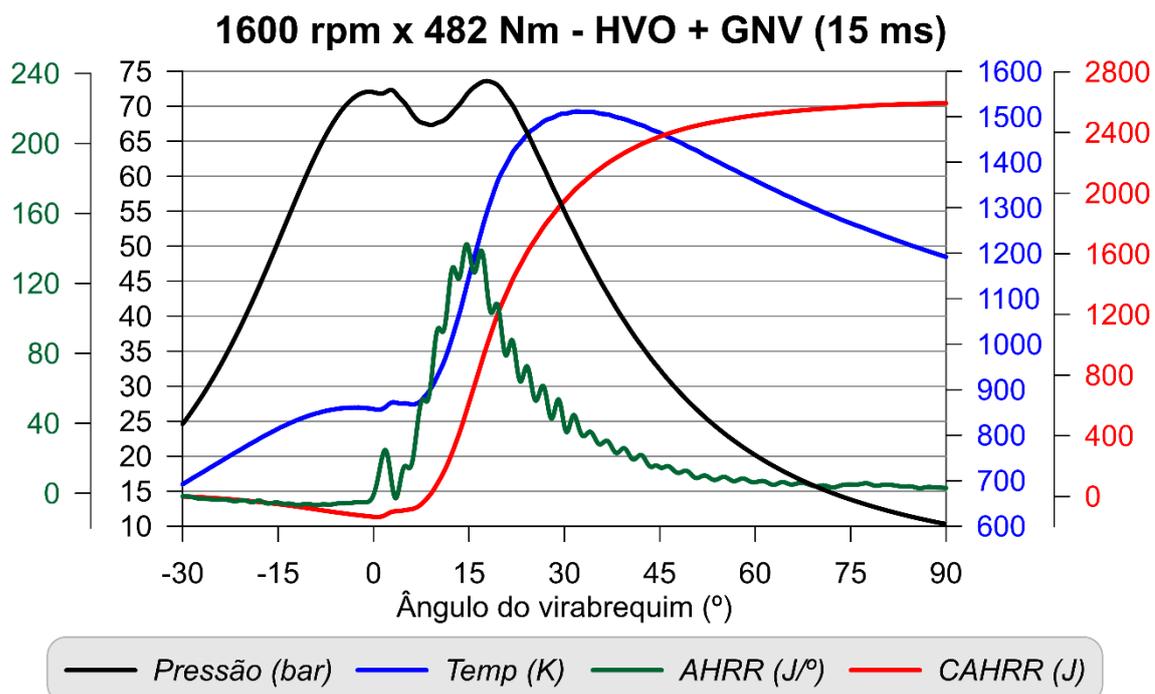


Figura B.89: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (15 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

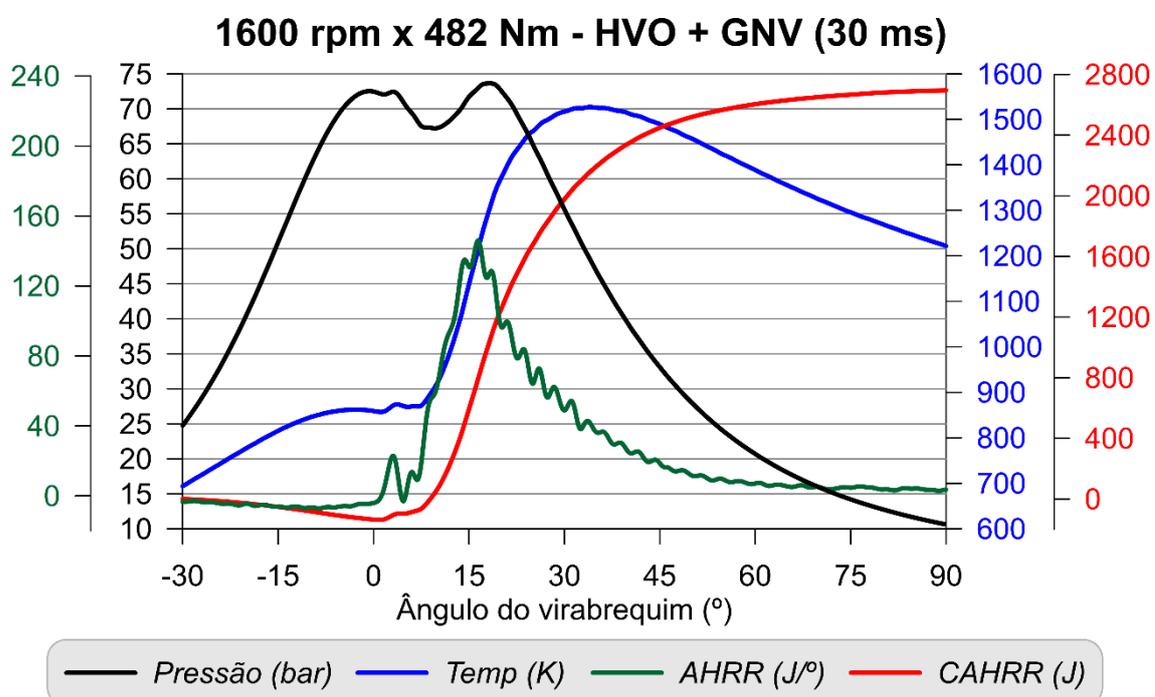


Figura B.90: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (30 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

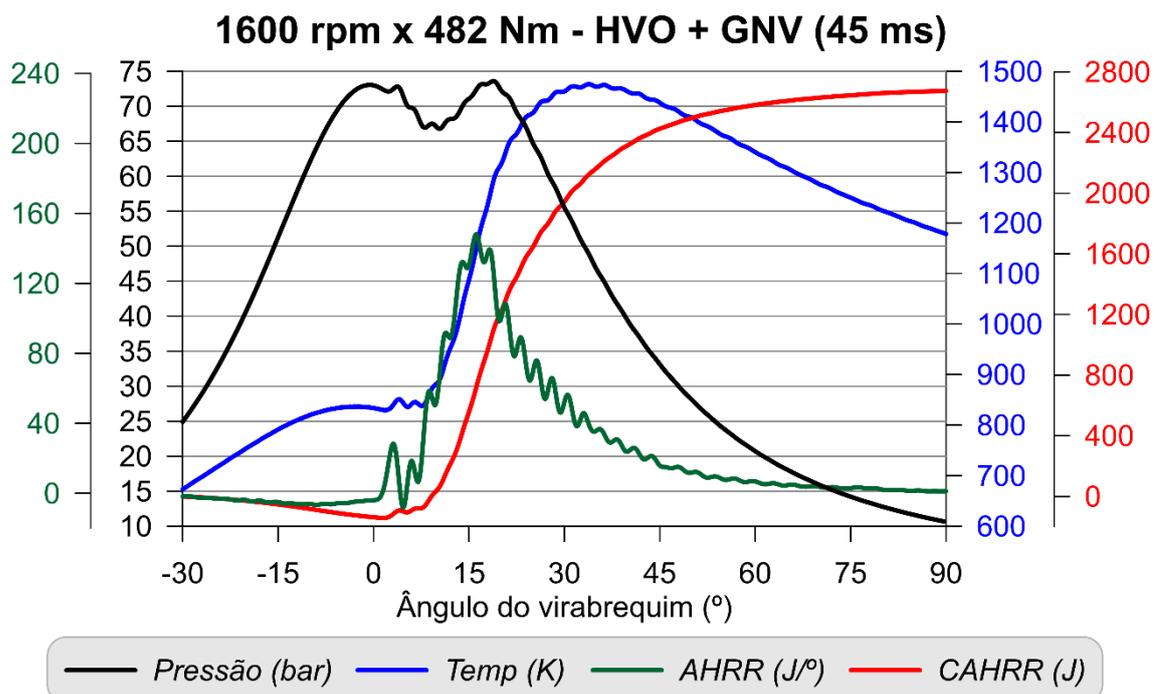


Figura B.91: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (45 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

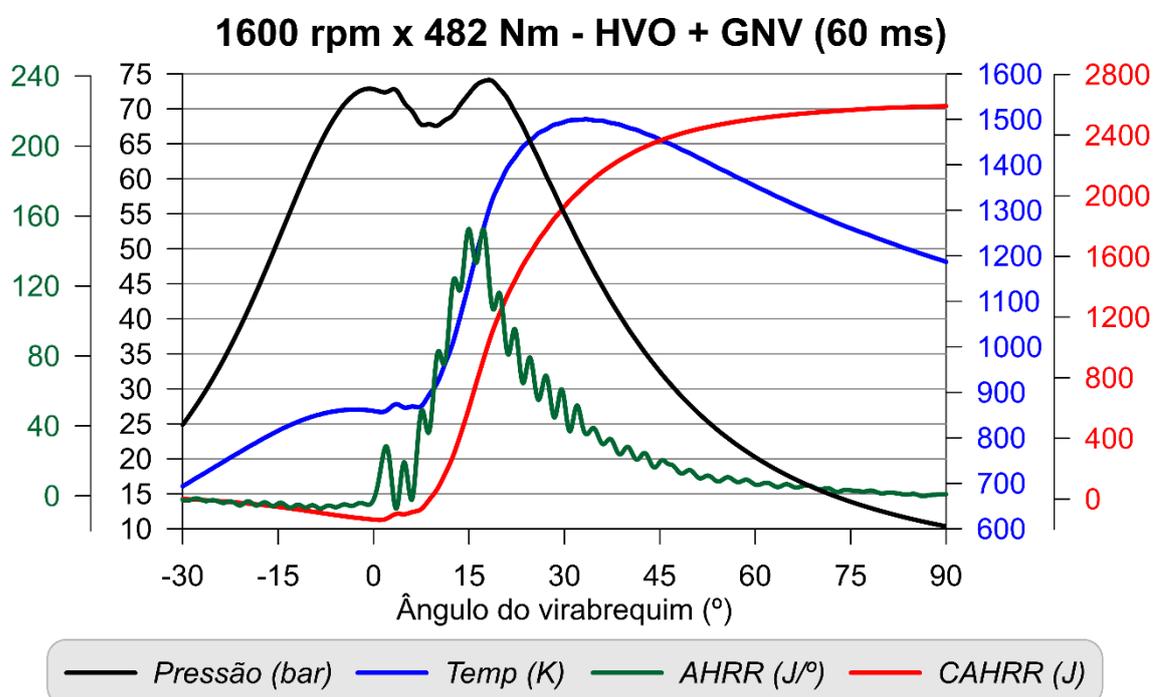


Figura B.92: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (60 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

B.5.2 Ponto 3 (2200 rpm x 369 Nm)

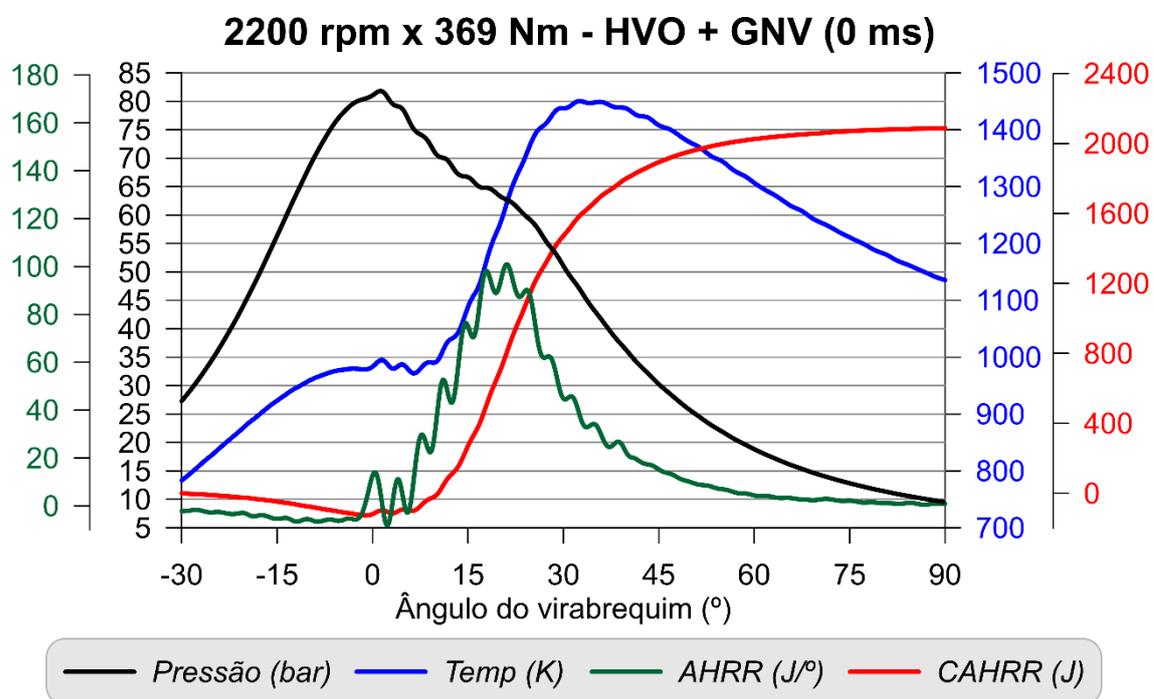


Figura B.93: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (0 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

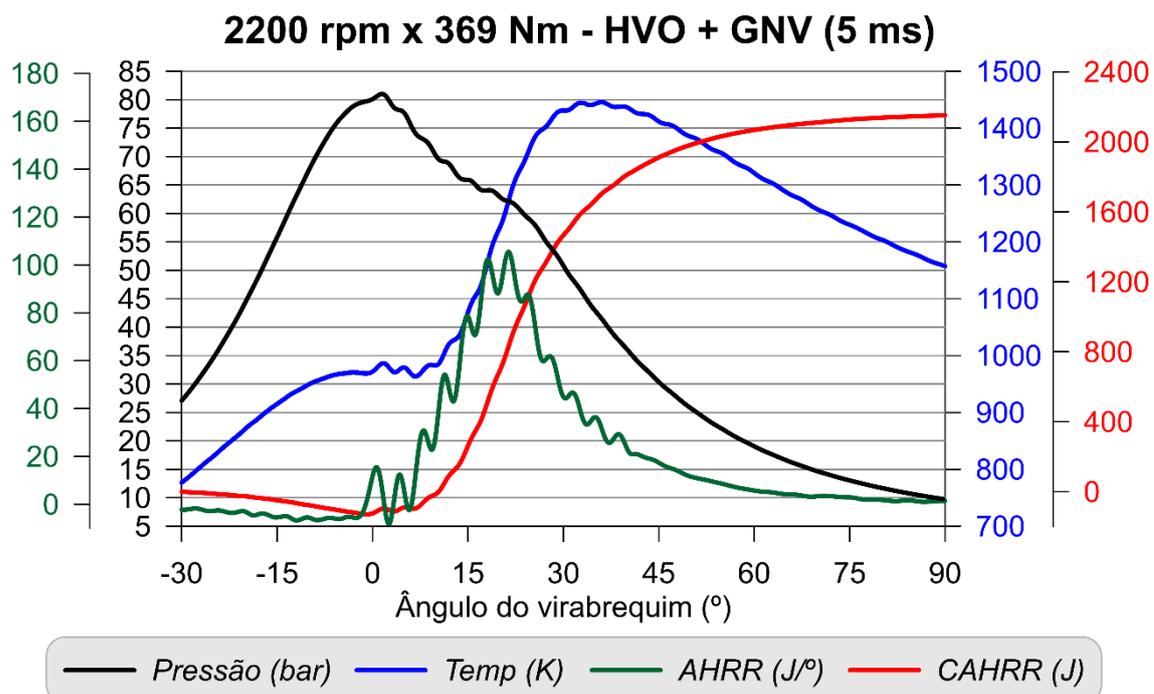


Figura B.94: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (5 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

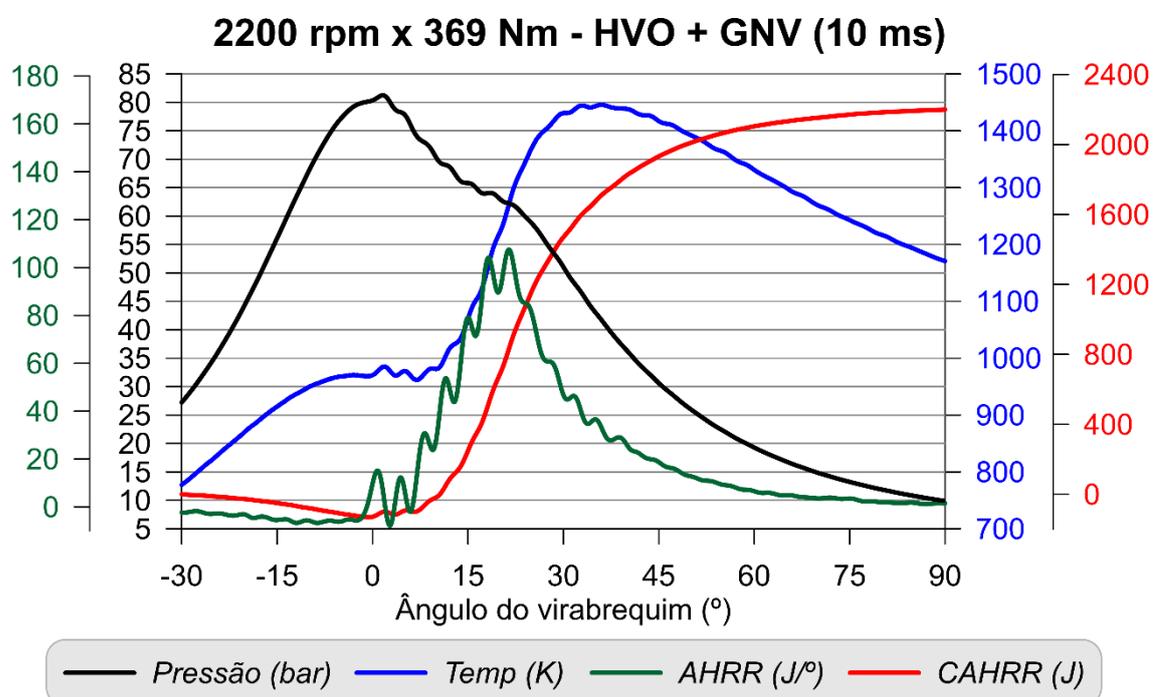


Figura B.95: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

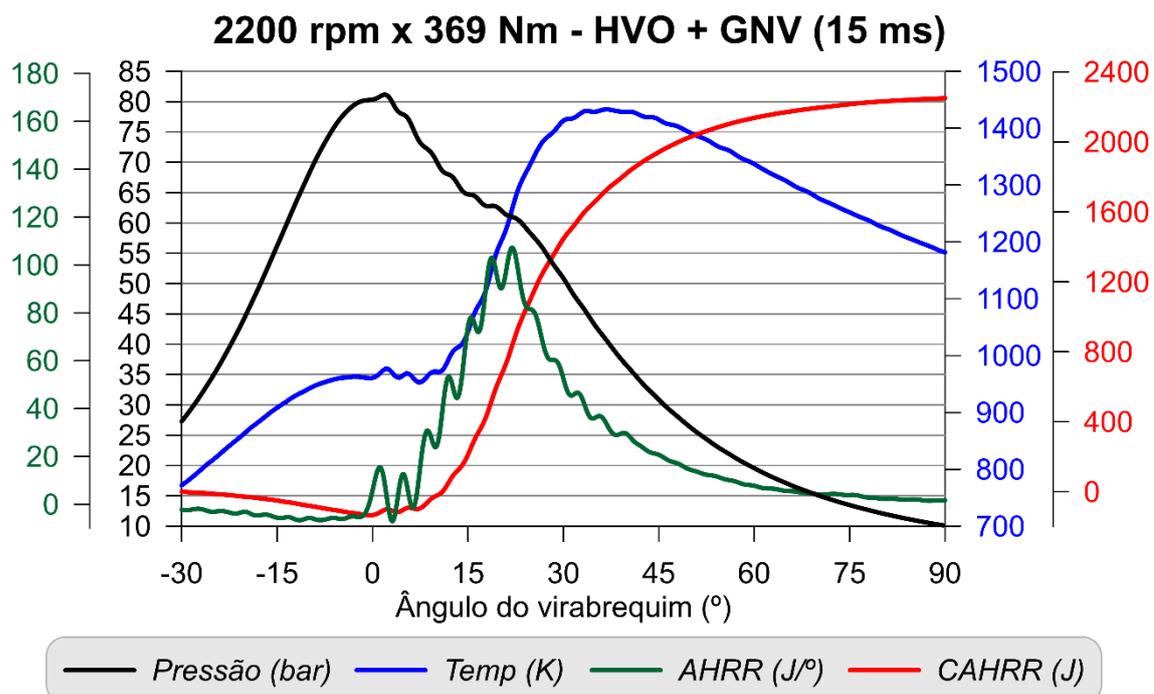


Figura B.96: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (15 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

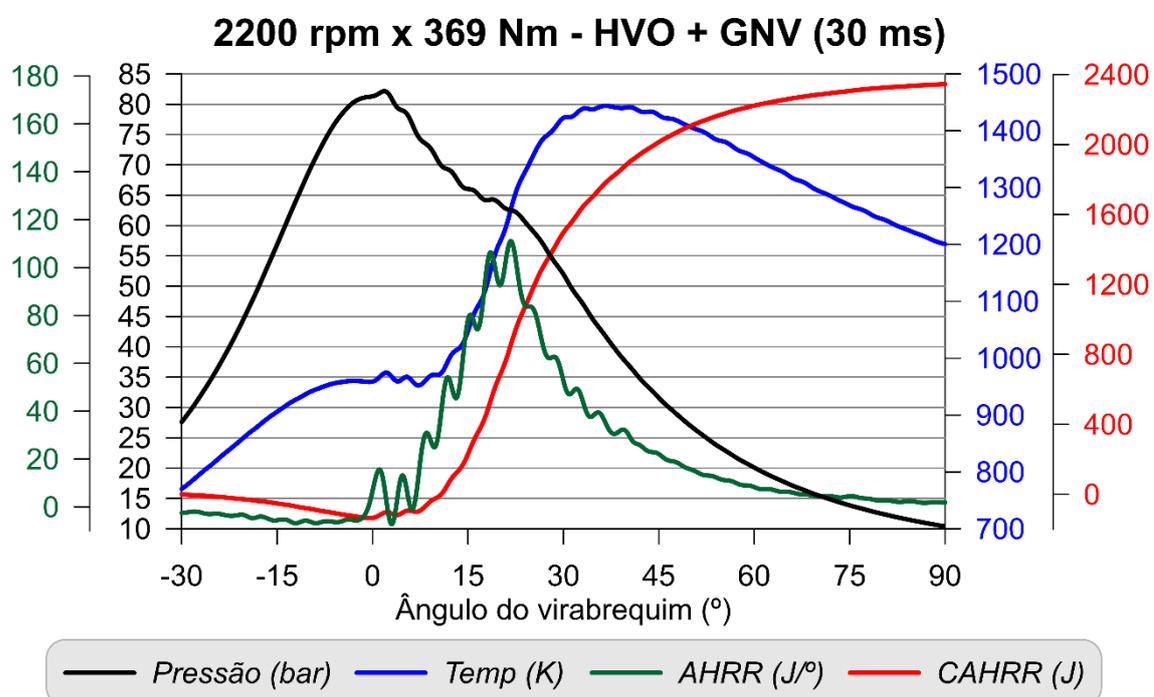


Figura B.97: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (30 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

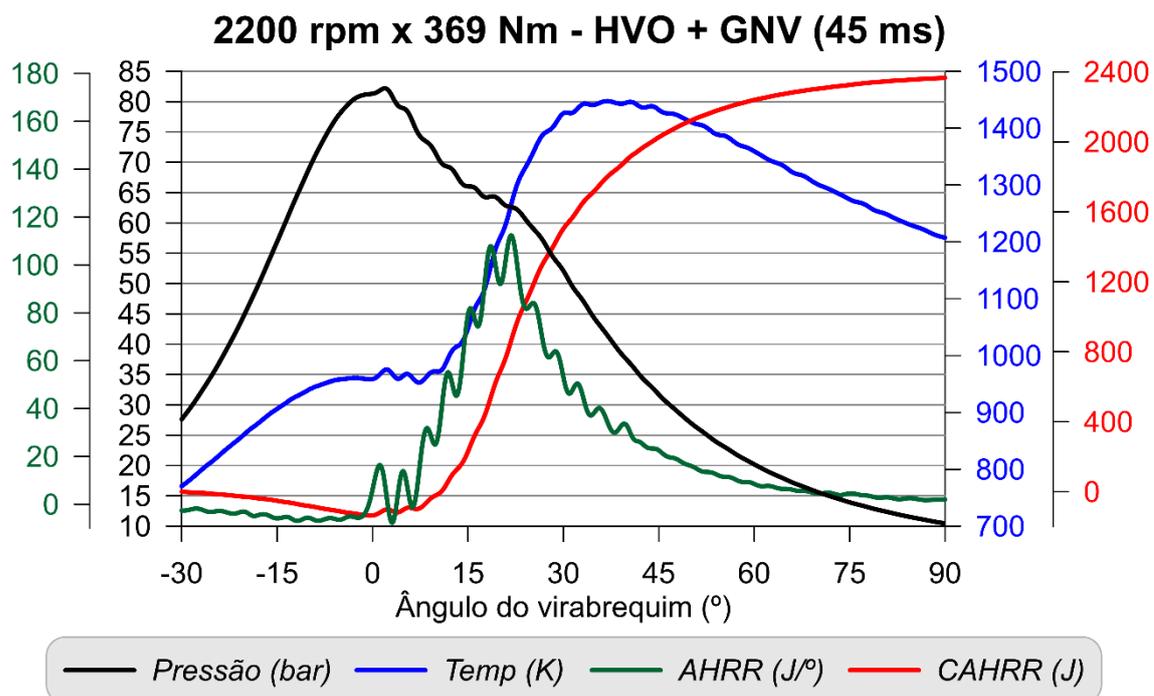


Figura B.98: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de GNV (45 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

B.6 Resultados da operação com HVO em modo *dual-fuel* com hidrogênio

B.6.1 Ponto 7 (1600 rpm x 482 Nm)

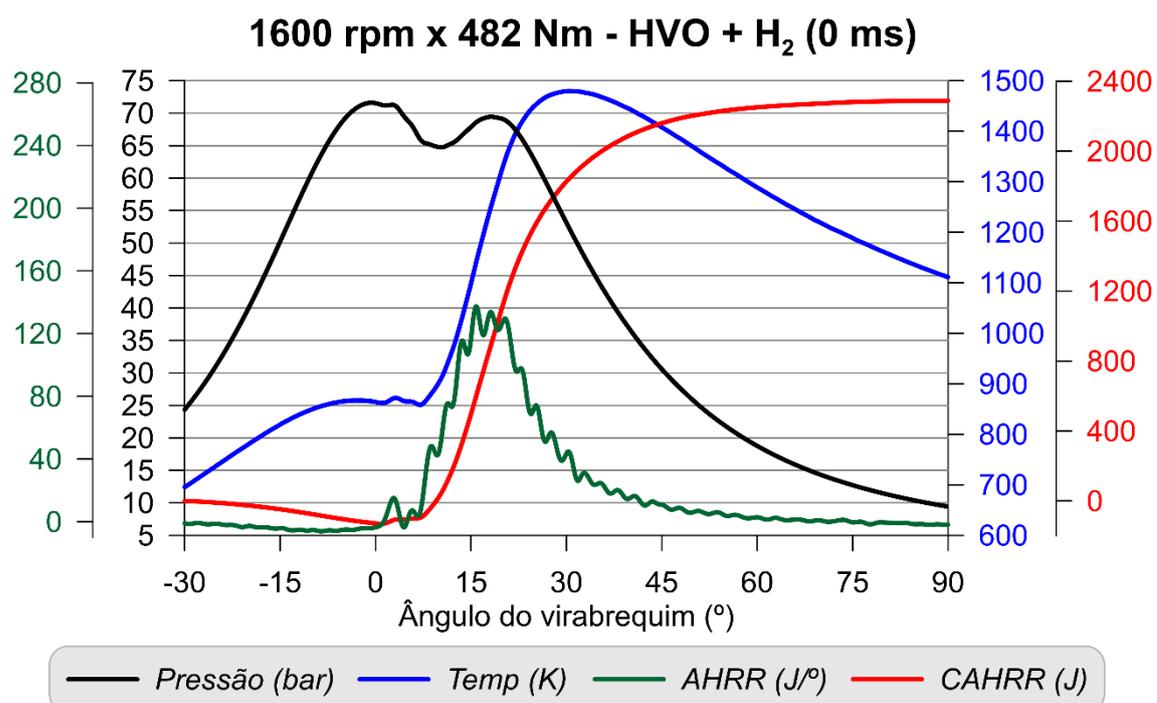


Figura B.99: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

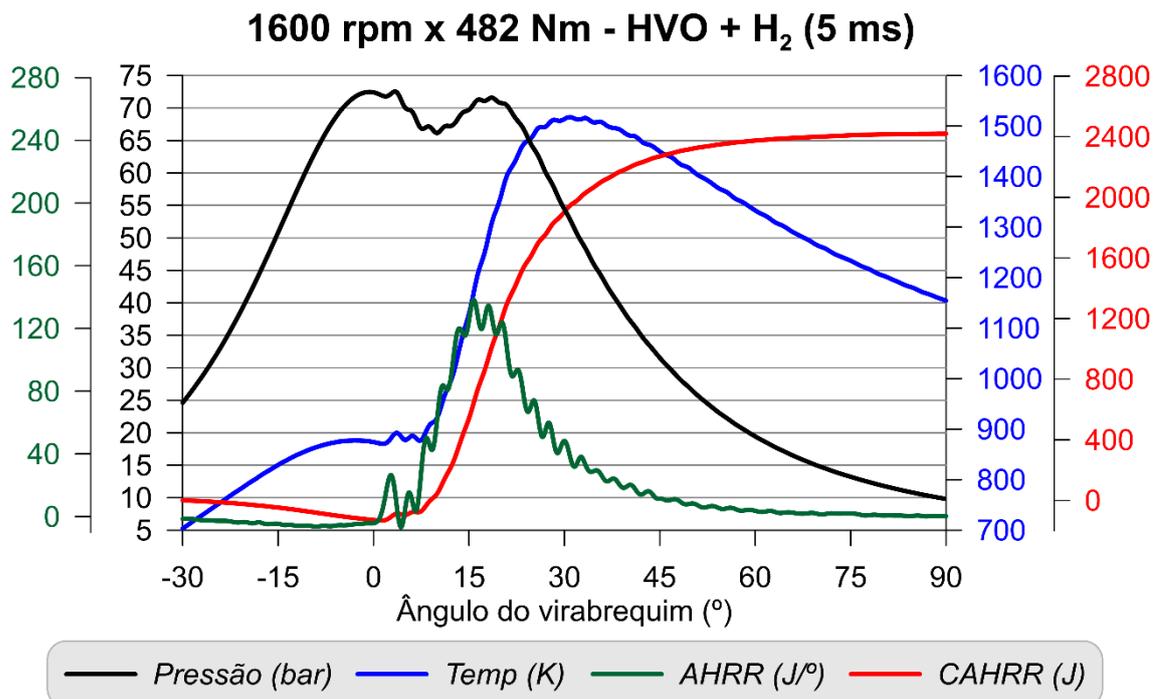


Figura B.100: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

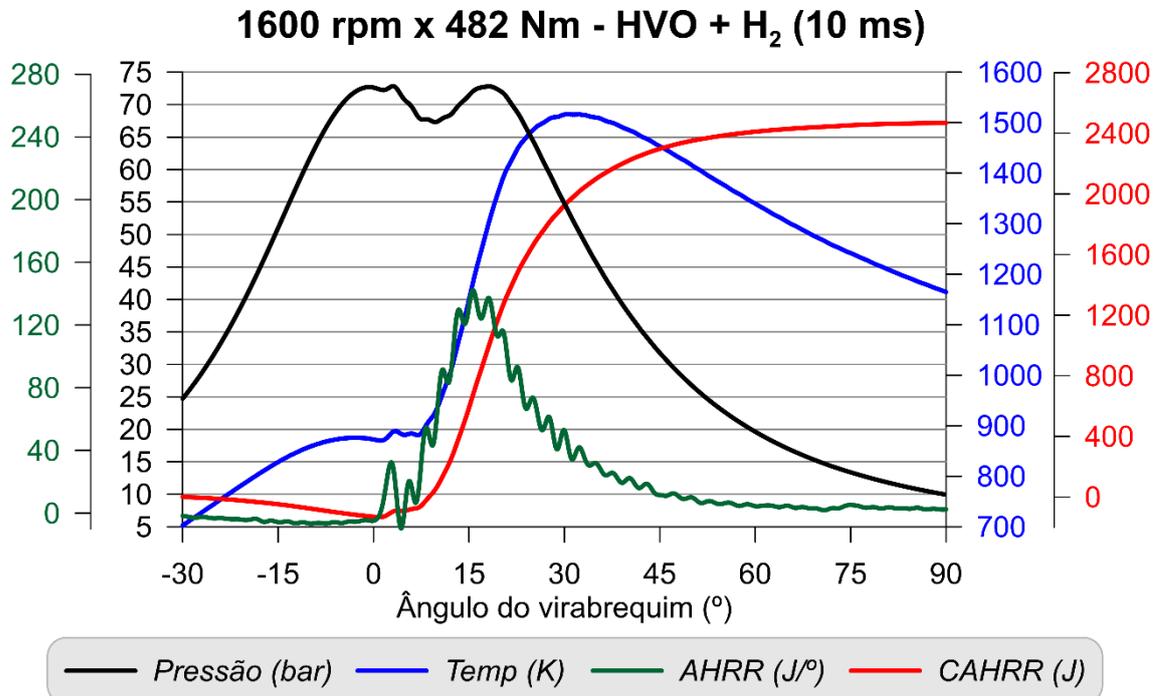


Figura B.101: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

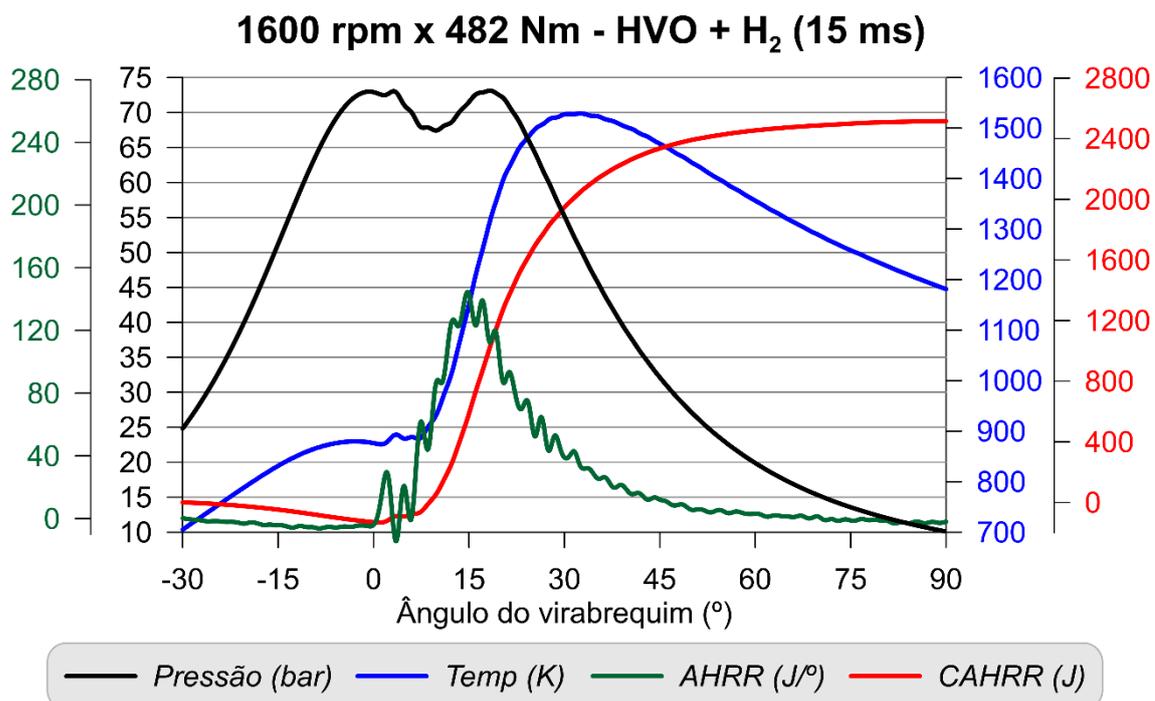


Figura B.102: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

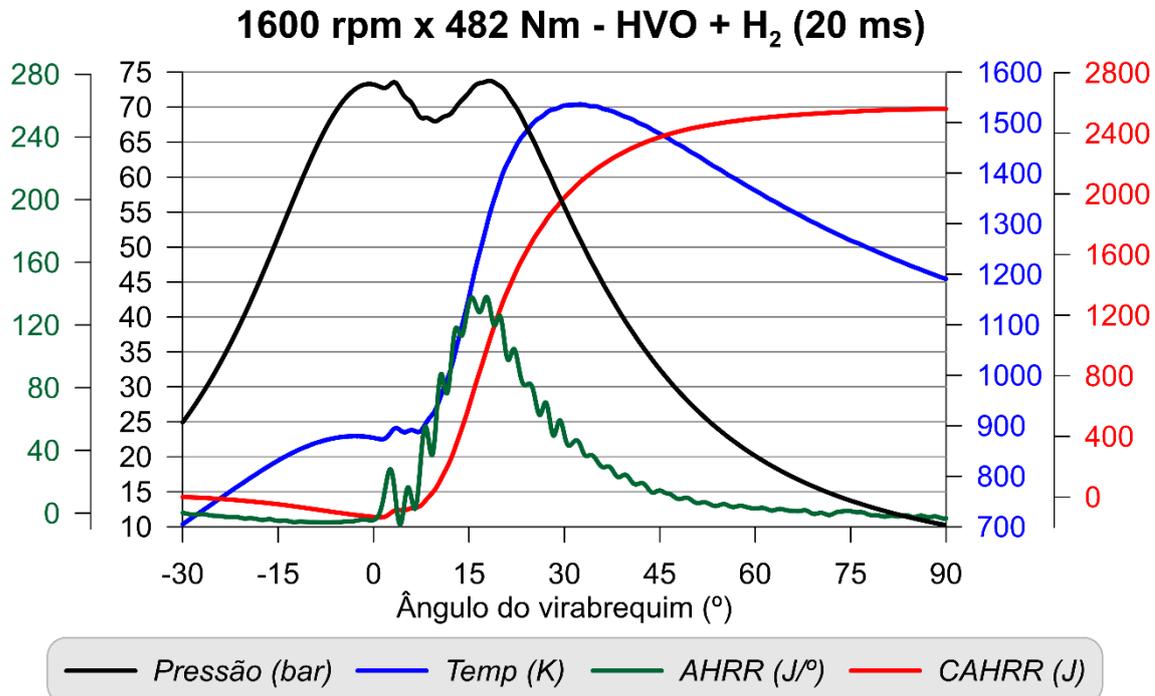


Figura B.103: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 1600 rpm e 482 Nm

B.6.2 Ponto 3 (2200 rpm x 369 Nm)

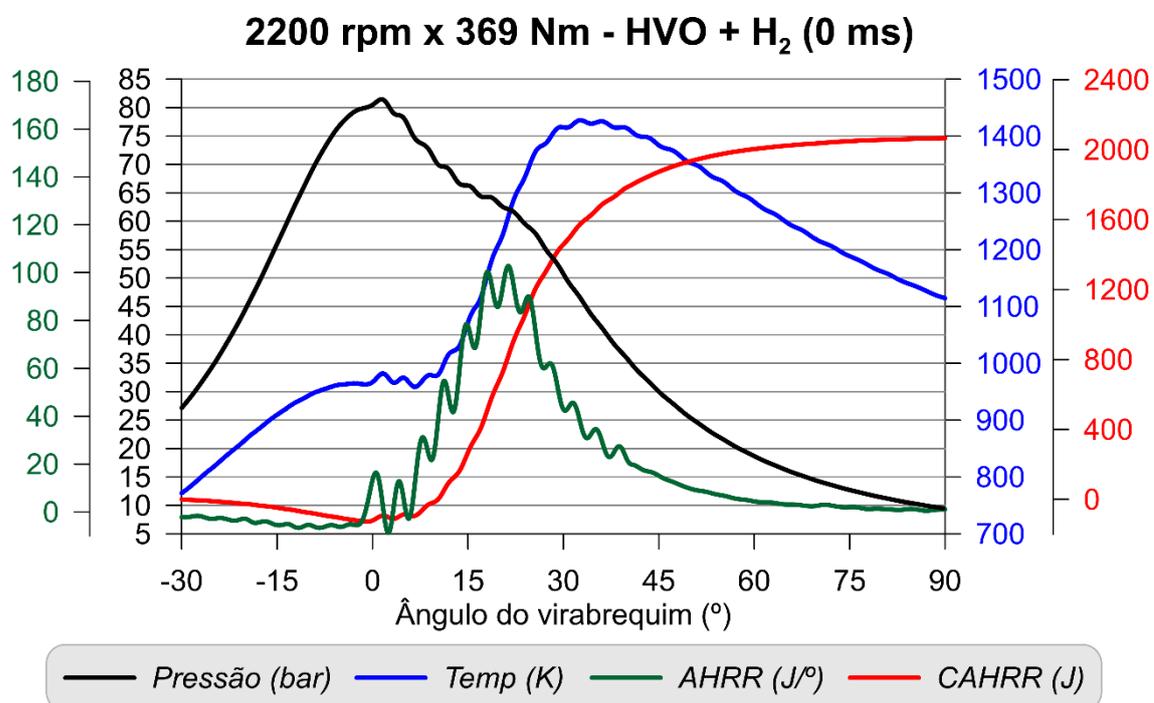


Figura B.104: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (0 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

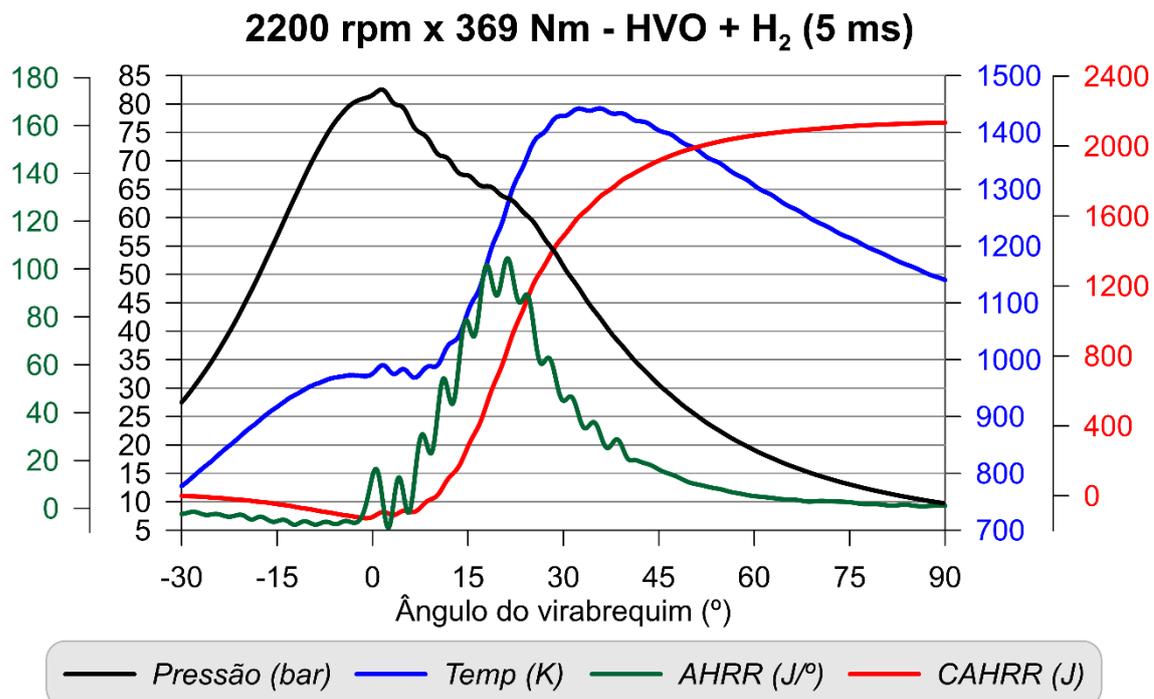


Figura B.105: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (5 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

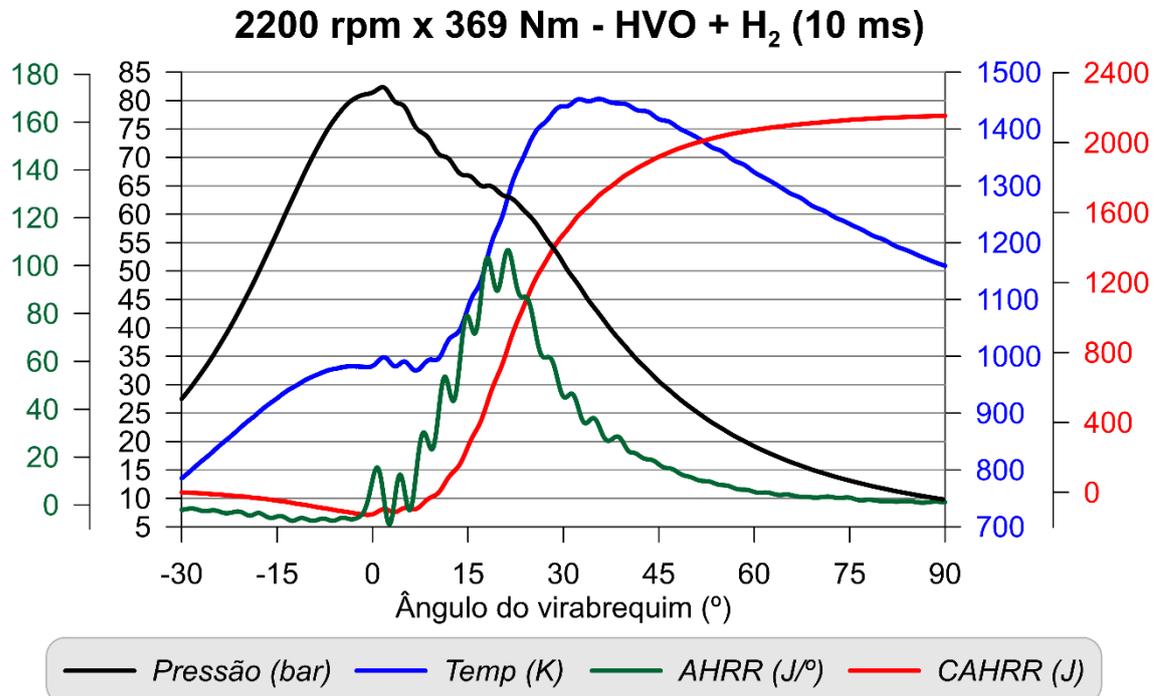


Figura B.106: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (10 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

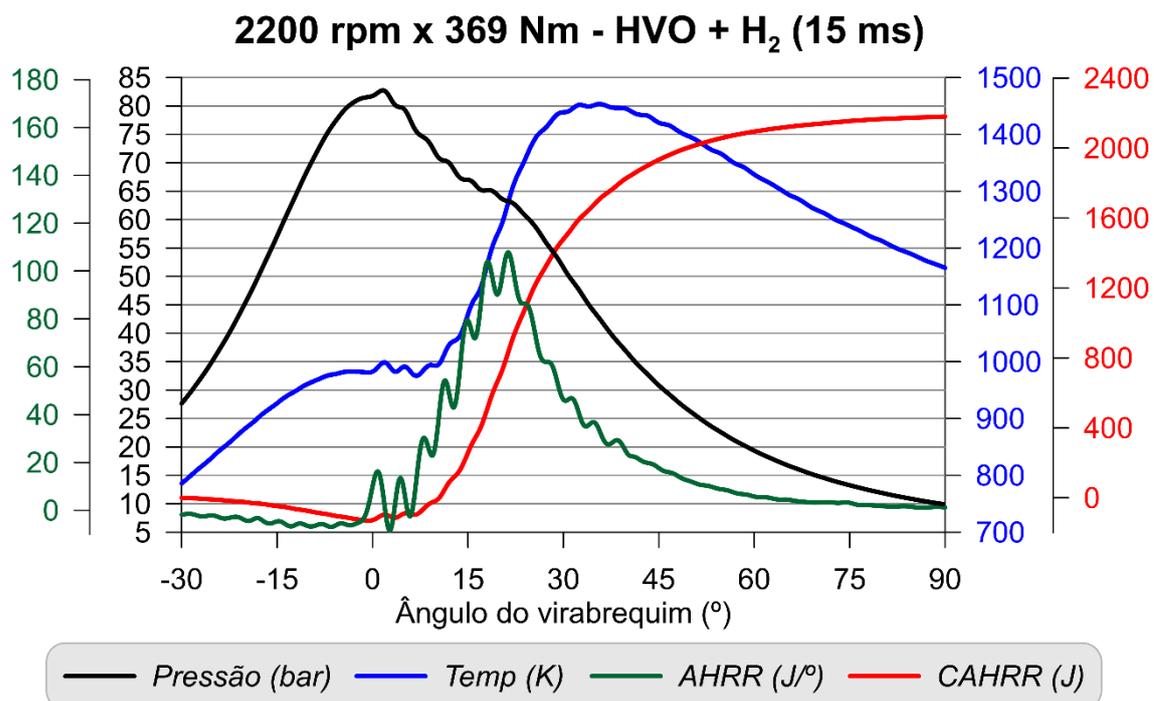


Figura B.107: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (15 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm

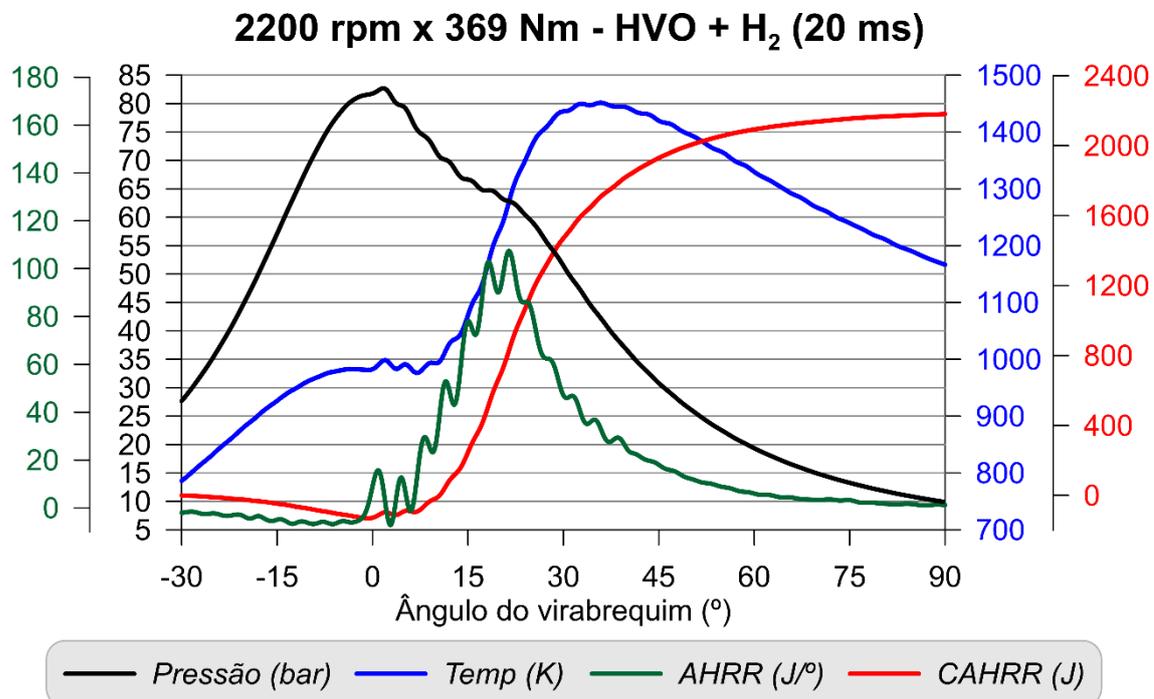


Figura B.108: Curvas de pressão e temperatura no interior do cilindro e de AHRR e CAHRR obtidas durante os ensaios com HVO em modo *dual-fuel* com injeção de hidrogênio (20 ms) operando em 2200 rpm e 369 Nm