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

Lucimar Venâncio Amaral

ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEIS DE MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA ENRIQUECIDOS COM MISTURA RICA EM HIDROGÊNIO OBTIDA VIA REFORMA CATALÍTICA

Belo Horizonte
2024

Lucimar Venâncio Amaral

ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEIS DE MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA ENRIQUECIDOS COM MISTURA RICA EM HIDROGÊNIO OBTIDA VIA REFORMA CATALÍTICA

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito parcial à obtenção do título de Doutora em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti

Co-orientadora: Prof.ª Dr.ª Rita de Cássia de Oliveira Sebastião

Belo Horizonte
2024

Amaral, Lucimar Venâncio.
A485e Estudo da eficiência de conversão de combustíveis de motor de ignição por centelha enriquecidos com mistura rica em hidrogênio obtida via reforma catalítica [recurso eletrônico] / Lucimar Venâncio Amaral. – 2024.
1 recurso online (177 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Fabrício José Pacheco Pujatti.
Coorientadora: Rita de Cassia de Oliveira Sebastião.

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

Apêndices: f. 177.

Bibliografia: f. 168-176.

1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Combustíveis e combustão – Teses. 3. Álcool como combustível – Teses. 4. Gasolina – Teses. 5. Hidrogênio como combustível – Teses. 6. Veículos a motor – Teses. I. Pujatti, Fabrício José Pacheco. II. Sebastião, Rita de Cassia de Oliveira. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)

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

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

ESCOLA DE ENGENHARIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEIS DE MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA ENRIQUECIDOS COM HIDROGÊNIO OBTIDO VIA REFORMA CATALÍTICA

LUCIMAR VENÂNCIO AMARAL

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Profa. Dra. Rita de Cássia de Oliveira Sebastião (Coorientadora - Departamento de Química/UFMG), Prof. Dr. Ricardo Belchior Torres (Departamento de Engenharia Química/Fundação de Engenharia Integrada/FEI), Prof. Dr. Marco André Fraga (Departamento de Engenharia Química e de Materiais/PUC-Rio), Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baêta (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Prof. Dr. Ramon Molina Valle (Professor Aposentado - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **"Doutor em Engenharia Mecânica"**, na área de concentração de **""Energia e Sustentabilidade"**.

Tese aprovada no dia 07 de junho de 2024.

Documento assinado eletronicamente por **Fabricio Jose Pacheco Pujatti, Professor do Magistério Superior**, em 27/06/2024, às 18:18, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

Documento assinado eletronicamente por **Rita de Cassia de Oliveira Sebastiao, Coordenador(a)**, em 02/07/2024, às 09:51, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Belchior Torres, Usuário Externo**, em 03/07/2024, às 16:35, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

Documento assinado eletronicamente por **Marco André Fraga, Usuário Externo**, em 04/07/2024, às 07:02, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta**, **Professor do Magistério Superior**, em 08/07/2024, às 14:24, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

Documento assinado eletronicamente por **Ramon Molina Valle**, **Professor(a)**, em 12/07/2024, às 12:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **3277833** e o código CRC **1AB62920**.

Referência: Processo nº 23072.229632/2024-91 SEI nº 3277833

AGRADECIMENTOS

Pessoas precisam de Deus, e pessoas também precisam de pessoas para alinharem expectativas, executarem projetos e tirarem sonhos do papel. Esta seção tem por objetivo agradecer e reconhecer o papel de tantas pessoas que me estenderam as mãos e me impulsionaram, cada um à sua maneira. Foi por todos vocês que cheguei aqui, e é por todos que seguirei em frente.

Agradeço primeiramente a Deus, por me sustentar a cada dia em Sua infinita bondade.

Ao meu marido, André, por todo o apoio, o carinho, o incentivo e a resiliência durante todo esse período. Obrigada por ser meu parceiro de vida e compreender minhas ausências e indisponibilidades desde o dia em que decidimos ser família.

Aos meus enteados, Maria Thereza e Miguel, que não saíram de dentro de mim, mas são um pouco meus e pertencem ao meu coração. Vocês e seu pai despertam a minha melhor versão, desde que chegaram à minha vida. Vocês são a personificação de um amor que nunca senti antes. Obrigada por serem alento nos meus dias.

Aos meus pais, Vicente Venancio Donizete e Maria Zilda do Amaral Donizete, que sempre caminharam comigo nos dias bons e maus e que sempre se sacrificaram para que esse momento chegasse. Vocês são exemplares, saibam disso.

Ao meu irmão, Fernando Venancio Amaral, que me aconselhou, me estendeu as mãos e me trouxe até a UFMG e ao curso de pós-graduação. Seu exemplo foi fundamental para que essa etapa fosse concluída.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti, e minha co-orientadora, Prof.ª Dr.ª Rita de Cássia de Oliveira Sebastião, por serem referências profissionais e pessoais e por me direcionarem durante a execução deste trabalho e tantos outros desafios. Obrigada por acreditarem em mim, mesmo diante de uma pandemia e tantos outros obstáculos que todos nós tivemos que transpor com tanta resiliência.

Ao Prof. Dr. Ramon Molina Valle, por ter confiado em meu trabalho desde o primeiro momento em que estive no Centro de Tecnologia e Mobilidade (CTM), mesmo antes de eu ingressar na pós-graduação. Seu legado é inquestionável e me inspira.

Ao Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta, por todos os conhecimentos transmitidos, por apoiar meu trabalho e por toda a estrutura cedida por parte do CTM.

Ao Marcos Torres, técnico responsável pelo CTM, por todo o suporte em testes, a instalação de equipamentos necessários, a manutenção e, é claro, por todos os cafés e pela amizade.

Aos membros do CTM: Pedro, Gustavo, Filipe, Arthur, Diogo, Rafael, Lahirke, Clarisse, Lucas, Luisa, Luiza, Matheus, Rodrigo, Marcelo, Thales e Vinícius, por todo o apoio, as risadas e os lanches coletivos.

Aos amigos Augusto, Nathália e Gabriel. Deixo aqui um agradecimento particular a vocês três, pois não há palavras que possam mensurar o quanto compartilharam dessa trajetória comigo e como me ajudaram em tudo de que precisei.

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

A todos os amigos, diretores, coordenadores e professores das instituições onde já lecionei. Em especial, agradeço aos colegas docentes e mais que amigos, verdadeiros irmãos que ganhei durante a trajetória docente, das salas de aula para a vida toda: Luciene, Juliana, Hilton, Natália, Ione, Vera, Michelle, Jalon, Angélica, Brenna, Braz, Léo, Thiagão, Marcilene, Eduardo, Fábio, Keila, Patrícia, Carla, Rogério, Gabriel, Marilene Brito, Juliana Castanha, Guilherme Oliveira, Sabrina Sá, Luciane Almeida, Débora Veloso e Jamile Detoni, por me apoiarem e estarem sempre presentes.

À querida Cida, gerente administrativa do CTM, por me auxiliar com tanto cuidado em tudo de que precisei.

À doutoranda em Química, Natália Souza, pelo apoio, pela troca de conhecimentos e pelas contribuições no desenvolvimento desta pesquisa.

À Mônica Toledo, por ter sido tão humana ao me acolher em seu consultório e virtualmente durante esses anos todos.

Ao Rota 2030 (Proc. n. 27192*08), projeto mediado pela Fundação de Desenvolvimento de Pesquisa (FUNDEP), grande precursor deste trabalho, por todo o aporte financeiro. Não menos importante, agradeço aos membros da equipe que compõe o desenvolvimento desta grandiosa pesquisa, por toda a troca de conhecimentos, sempre tão enriquecedora.

À Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG) e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, pelo apoio institucional para a realização do

projeto. À secretária Marina Cândida de Miranda Costa, por toda a atenção que me foi dada e por todos os cafezinhos e os momentos agradáveis.

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

A todos que me abraçaram em momentos difíceis e endossaram este desafio junto a mim, de maneira direta ou indireta.

“Na vida, não existe nada a temer, mas a entender.”

Marie Curie

RESUMO

Os combustíveis fósseis correspondem a 72% da demanda energética no setor de transportes e são responsáveis por 59% das emissões de dióxido de carbono (CO_2). Em resposta à necessidade de suprir as demandas energéticas e em consonância à redução de emissões de poluentes, este trabalho avalia, através de metodologia experimental e modelagem cinética, os efeitos da adição de uma mistura sintética gasosa contendo alto teor de hidrogênio a dois combustíveis primários (etanol e gasolina). Para fins comparativos, gás hidrogênio de elevada pureza também foi adicionado a etanol. A modelagem cinética da combustão utilizou os dados experimentais de fração mássica queimada (*Mass Fraction Burned - MFB*) como parâmetro para análise do processo de combustão. Etanol e gasolina foram inseridos na câmara de combustão através de injeção direta (*Direct Injection - DI*) e a adição da mistura sintética gasosa foi realizada através de fumigação (*Fumigation System - FS*), assim como a adição de gás hidrogênio de elevada pureza. Os experimentos foram realizados em um motor de pesquisa monocilíndrico, de quatro tempos, fabricado pela AVL (modelo 5405), operando dentro dos pontos referentes ao ciclo padrão FTP-75. O avanço de ignição e o percentual de mistura sintética gasosa variaram com o intuito de observar o comportamento da mistura ar-combustível. Foram utilizadas quatro rotações (1900, 2500, 3000 e 4500 rpm) combinadas a três pressões médias efetivas (3,0, 5,0 e 8,0 bar) e condição de plena carga apenas nas rotações de 3000 e 4500 rpm. Especificamente para a adição de gás hidrogênio de elevada pureza a etanol, realizou-se o procedimento experimental à única rotação de 2500 rpm e pressão de 3 bar. Foram avaliados o consumo específico de combustível indicado, a eficiência de conversão de combustível, a temperatura de exaustão, a emissão de poluentes (hidrocarbonetos não queimados, CO, NO_x e CO_2) e a evolução do processo de combustão. Os resultados mostraram que a adição da mistura sintética gasosa acelerou o processo de combustão quando combinado aos combustíveis primários propostos. A adição da mistura sintética gasosa ao etanol enquanto combustível primário apresentou maior aceleração da combustão quando comparado à gasolina, principalmente nos pontos de 1900 rpm e 8,0 bar, e 2500 rpm com pressões médias efetivas de 3,0 e 5,0 bar. Como consequência da aceleração do processo com o uso do etanol, observou-se redução do consumo específico de combustível e melhor centralização da combustão, fato que não se repetiu quando foi utilizada gasolina. Observou-se que maiores vazões da mistura gasosa sintética são desnecessárias para uma redução significativa do consumo específico, sendo segura quando combinada ao etanol. Como a mistura sintética gasosa pode ser obtida embarcada ao motor de combustão, se torna uma alternativa viável aos motores comercializados atualmente. A análise da modelagem cinética apresentou resultados representativos e compatíveis aos resultados experimentais, validando este método como recurso viável para análise de processos de combustão, sem a necessidade do uso de recursos experimentais como única ferramenta metodológica. Em relação às emissões, os resultados não foram conclusivos.

Palavras-chave: etanol; gasolina; hidrogênio; mistura sintética gasosa; consumo de combustível; emissões.

ABSTRACT

Fossil fuels account for 72% of the energetic demand in the transportation sector and 59% of carbon dioxide (CO_2) emissions. In response to the need to supply the energetic demand and in line with the reduction of pollutants emissions, this work evaluates, through an experimental methodology and kinetic modeling, the effects of adding a gaseous synthetic mixture, which represents the concentration of a reforming gas with high-purity hydrogen experimentally got and validated from an ethanol vapor catalytic reforming process to two primary fuels (ethanol and gasoline). For comparison, high-purity hydrogen gas was also added to ethanol. The combustion kinetic modeling used the mass fraction burned (MFB) experimental data as an entrance parameter to analyze the combustion process. Ethanol and gasoline were inserted in the combustion chamber through direct injection (DI), and the gaseous synthetic mixture was added through the fumigation system (FS). The addition of high-purity hydrogen was also done through fumigation. The experimental methods were done in a research engine working within the main parameters from the FTP-75 standard cycle. The research engine was a four-times single-cylinder from AVL (model 5405). The ignition advances and the gaseous synthetic mixture percentage varied, with the intention of observing the behavior of the mixture air-fuel. Four rotations were used (1900, 2500, 3000, and 4500 rpm) combined with three indicated mean effective pressures (3.0, 5.0, and 8.0 bar) and full charge condition only for rotations at 3000 and 4500 rpm. Specifically, high-purity hydrogen addition to ethanol was done as an experimental procedure at only 2500 rpm and 3 bar. It were evaluated the indicated specific fuel consumption, the fuel conversion efficiency, exhaustion temperature, pollutants emissions (unburned hydrocarbons, CO, NOx, and CO_2), and the evolution of the combustion process. The results showed that adding the synthetic gaseous mixture accelerated the combustion process when combined with the proposed primary fuels. The addition of the gaseous synthetic mixture to ethanol as primary fuel showed higher combustion acceleration when compared to gasoline, mainly at the points at 1900 rpm and 8.0 bar, and 2500 rpm with mean effective pressures of 3.0 and 5.0 bar. As a consequence of the process acceleration by using ethanol, a reduction in specific fuel consumption and better combustion centralization were observed, a fact that was not repeated when gasoline was used. It was observed that higher flows of the gaseous synthetic mixture are unnecessary for a significative specific consumption reduction, and it is safe when combined with ethanol. As the gaseous synthetic mixture can be obtained by loading it into the combustion engine, it is a viable alternative to the currently commercialized engines. The kinetic modeling analysis showed representative and comparable data to the experimental results, validating this method as a viable resource for analyzing the combustion process without the need to use experimental resources as the only methodological tool. Regarding the emissions, the results were not conclusive.

Keywords: ethanol; gasoline; hydrogen; gaseous synthetic mixture; fuel consumption; emissions.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Diagrama para ciclos teóricos e indicados de um motor SI 35
Figura 2 - Os seis processos do ciclo real para MCI de ignição por centelha 36
Figura 3 - Influência das razões rc e γ na eficiência térmica 41
Figura 4 - Influência do avanço de ignição no diagrama PV 46
Figura 5 - Efeito do avanço de ignição no torque em condições constantes de rotação, alimentação de combustível e corpo de borboleta totalmente acionado 46
Figura 6 - Autoignição característica dos combustíveis 48
Figura 7 - Pressão no cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação.....48
Figura 8 - Pressão no cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação.....49
Figura 9 - Influência do fator lambda nos parâmetros de desempenho (a) e nos níveis de emissões (b) de um motor de ignição por centelha.....56
Figura 10 - Sistema de injeção direta desenvolvido pela Bosch 57
Figura 11 - Análise das perdas energéticas entre os sistemas de injeção de combustível 58
Quadro 1 - Características do uso de hidrogênio como combustível 59
Figura 12 - Esquema de implementação do reformador embarcado 62
Figura 13 - Visão geral do SCRE e entrada da mistura sintética gasosa provenientes de processo de reforma catalítica 85
Figura 14 - Sistema de controle de entrada de gases e medidor de vazão 86
Figura 15 - Visão geral da bancada de controle do SCRE mostrando os quatro sistemas de monitoramento e controle das grandezas 93
Quadro 2 - Grandezas utilizadas para a obtenção dos resultados dos ensaios.....94
Figura 16 - Vista geral da bancada de ensaios com SCRE (Fotografia – posição 1)95
Figura 17 - Vista geral da bancada de ensaios com SCRE (Fotografia – posição 2)96
Figura 18 - Visão geral da bancada de ensaios com SCRE (Fotografia – posição 3) 96
Figura 19 - Visão detalhada dos sensores de monitoramento no INDICOM, injetor DI e vela de ignição 97
Figura 20 - Visão geral do medidor de vazão de gases e mistura sintética gasosa..97
Figura 21 - Diagrama de válvulas.....102

Figura 22 - Fluxograma detalhado do processo de calibração do SCRE 103
Figura 23 - Fluxograma detalhado do processo de modelagem cinética 107
Figura 24 - Variação do consumo específico de combustível para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar 109
Figura 25 - Eficiência de conversão de combustível para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar 109
Figura 26 - Temperatura de exaustão para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar 110
Figura 27 - Evolução da combustão para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar 111
Figura 28 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 3 bar 113
Figura 29 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 5 bar 113
Figura 30 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 8 bar 114
Figura 31 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 3 bar 114
Figura 32 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 5 bar 115
Figura 33 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 8 bar 115
Figura 34 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e IMEP de 8 bar 116
Figura 35 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT 116
Figura 36 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT 117
Figura 37 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 3 bar 118
Figura 38 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 5 bar 118
Figura 39 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 8 bar 119

Figura 40 - ficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 3 bar 119
Figura 41 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 5 bar 120
Figura 42 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 8 bar 120
Figura 43 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e IMEP de 8 bar 121
Figura 44 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT 121
Figura 45 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT 122
Figura 46 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 3 bar 122
Figura 47 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 5 bar 123
Figura 48 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 8 bar 123
Figura 49 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 3 bar 124
Figura 50 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 5 bar 124
Figura 51 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 8 bar 125
Figura 52 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e IMEP de 8 bar 125
Figura 53 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT 126
Figura 54 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT 126
Figura 55 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 3 bar 129
Figura 56 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 5 bar 130

Figura 57 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 8 bar 130
Figura 58 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 3 bar 131
Figura 59 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 5 bar 131
Figura 60 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 8 bar 132
Figura 61 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e 8 bar 132
Figura 62 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT 133
Figura 63 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT 133
Figura 64 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar 137
Figura 65 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar 138
Figura 66 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar 138
Figura 67 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar 139
Figura 68 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar 139
Figura 69 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar 140
Figura 70 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar 140
Figura 71 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT 141
Figura 72 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT 141
Figura 73 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar 142

Figura 74 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar 142
Figura 75 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar 143
Figura 76 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar 143
Figura 77 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar 144
Figura 78 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar 144
Figura 79 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar 145
Figura 80 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT 145
Figura 81 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT 146
Figura 82 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar 147
Figura 83 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar 147
Figura 84 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar 148
Figura 85 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar 148
Figura 86 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar 149
Figura 87 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar 149
Figura 88 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar 150
Figura 89 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT 150
Figura 90 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT 151

Figura 91 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar 155
Figura 92 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar 155
Figura 93 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar 156
Figura 94 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar 156
Figura 95 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar 157
Figura 96 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar 157
Figura 97 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar 158
Figura 98 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT 158
Figura 99 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT 159
Figura 100 - Evolução da Energia de ativação - baseline (barras azuis) e etanol com mistura sintética gasosa rica em hidrogênio 5% v/v (laranja) e 10% v/v (verde) 160
Figura 101 - Correlação entre eficiência de combustão (ηc) e consumo específico de combustível indicado (ISFC) do SCRE operando a 3 bar IMEP com baseline (etanol), e com 5% v/v e 10% v/v em mistura sintética gasosa rica em hidrogênio 161

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Limites de emissões veiculares no Brasil 30
Tabela 2 - Propriedades do etanol hidratado conforme a ANP 52
Tabela 3 - Comparativo entre as propriedades dos principais combustíveis disponíveis no mercado 59
Tabela 4 - Especificações técnicas do motor 84
Tabela 5 - Condições ensaiadas no SCRE 87
Tabela 6 - Vazões de etanol e gás reformado a 2500 rpm e 3 bar 87
Tabela 7 - Vazões de etanol e gás reformado a 2500 rpm e 5 bar 88
Tabela 8 - Vazões de etanol e gás reformado a 2500 rpm e 8 bar 88
Tabela 9 - Vazões de etanol e gás reformado a 1900 rpm e 3 bar 88
Tabela 10 - Vazões de etanol e gás reformado a 1900 rpm e 5 bar 89
Tabela 11 - Vazões de etanol e gás reformado a 1900 rpm e 8 bar 89
Tabela 12 - Vazões de etanol e gás reformado a 3000 rpm e 8 bar 89
Tabela 13 - Vazões de etanol e gás reformado a 3000 rpm e WOT 89
Tabela 14 - Vazões de etanol e gás reformado a 4500 rpm e WOT 89
Tabela 15 - Vazões de gasolina e gás reformado a 2500 rpm e 3 bar 90
Tabela 16 - Vazões de gasolina e gás reformado a 2500 rpm e 5 bar 90
Tabela 17 - Vazões de gasolina e gás reformado a 2500 rpm e 8 bar 90
Tabela 18 - Vazões de gasolina e gás reformado a 1900 rpm e 3 bar 90
Tabela 19 - Vazões de gasolina e gás reformado a 1900 rpm e 5 bar 90
Tabela 20 - Vazões de gasolina e gás reformado a 1900 rpm e 8 bar 91
Tabela 21 - Vazões de gasolina e gás reformado a 3000 rpm e 8 bar 91
Tabela 22 - Vazões de gasolina e gás reformado a 3000 rpm e WOT 91
Tabela 23 - Vazões de gasolina e gás reformado a 4500 rpm e WOT 91
Tabela 24 - Características técnicas da instrumentação 100
Tabela 25 - Incertezas expandidas relacionadas aos dados experimentais 101
Tabela 26 - Especificações técnicas do SCRE e condições de operação 101
Tabela 27 - Temperatura de admissão para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar 110
Tabela 28 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 3 bar 127

Tabela 29 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 5 bar 127
Tabela 30 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 8 bar 127
Tabela 31 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 3 bar 127
Tabela 32 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 5 bar 128
Tabela 33 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 8 bar 128
Tabela 34 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e 8 bar 128
Tabela 35 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT 128
Tabela 36 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT 128
Tabela 37 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 3 bar 134
Tabela 38 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 5 bar 134
Tabela 39 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 8 bar 135
Tabela 40 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 3 bar 135
Tabela 41 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 5 bar 135
Tabela 42 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 8 bar 135
Tabela 43 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e 8 bar 136
Tabela 44 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT 136
Tabela 45 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT 136
Tabela 46 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar 152
Tabela 47 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar 152
Tabela 48 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar 152
Tabela 49 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar 152
Tabela 50 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar 153
Tabela 51 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar 153
Tabela 52 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar 153
Tabela 53 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT 153
Tabela 54 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT 153

LISTA DE ABREVIAÇÕES

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
APMS	antes do ponto morto superior
AT	*air temperature* (ou temperatura de autoignição) [°C]
ATAC	*active thermo-atmosphere combustion*
BTDC	*before top dead center*
CA	*crank angle* (ou ângulo do virabrequim) [graus]
CFD	*computational fluid dynamics*
CFR	*cooperative fuel research*
CSI	*compression and spark ignition engine* (ou motor de ignição por centelha e por compressão)
DI	*direct injection* (ou injeção direta)
DPMS	depois do ponto morto superior
ECU	*eletronic control unit*
EGR	*exhaust gas recirculation*
ET	*engine temperature* (ou temperatura do fluido de resfriamento do motor) [°C]
ETU	*eletronic take-up*
FP	*fuel pressure* (ou pressão de injeção do combustível) [kPa]
FS	*fumigation system*
HCCI	*homogeneous charge compression ignition*
HCNG	*high compressed natural gás*
IEA	*International Energy Agency* (ou Agência Internacional de Energia)
IGN	Ignição
IMEP	*indicated mean effective pressure* (ou pressão média efetiva indicada)
INJ	Injeção
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
INT	Instituto Nacional de Tecnologia
LDI	limite de detonação inferior
MAP	*manifold air pressure* (ou pressão no coletor de admissão) [kPa]

MBF	*mass burn fraction* (ou fração de massa de combustível queimada) [adimensional]
MBT	*maximum brake torque* (ou máximo torque, ou menor ângulo de avanço para o máximo torque) [N.m]
MCI	motor de combustão interna
MLP	*multilayer perceptron*
MON	*motor octane number*
MPC	*model predictive control*
NBR	Norma Brasileira
OPEC	*Organization of the Petroleum Exporting Countries*, em português Organização dos Países Exportadores de Petróleo (OPEP)
PCI	poder calorífico inferior [kJ/kg]
PEC	pressão na entrada do compressor [kPa]
PET	pressão na entrada da turbina [kPa]
PFI	*port fuel injection* (ou injeção indireta de combustível)
PID	*proportional integrative derivative* (ou proporcional integral e derivativo)
PME	pressão média efetiva [kPa]
PMEI	pressão média efetiva indicada [kPa]
PMI	ponto morto inferior
PMS	ponto morto superior
Ppm	partes por milhão
PROALCOOL	Programa Nacional do Álcool
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
PV	pressão *versus* volume
REF	*reference* (ou sinal de rotação do motor)
RNA	rede neural artificial
RON	*research octane number*
RPM	rotações por minuto
SCRE	*single cylinder research engine*
SFC	*specific fuel consumption* (ou consumo específico de combustível) [g/kW.h]
SI	Sistema Internacional

SOC	*start of combustion*
SRG	*simulated reformed gas*
TA	temperatura de autoignição [°C]
TPA	*three pressure analysis* (ou análise das três pressões)
TPD	*throttle position driver* (ou acionador da válvula borboleta)
TPS	*throttle position sensor* (ou sensor de posição da válvula borboleta)
TS	temperatura *versus* entropia
UCE	Unidade Central Eletrônica
VCR	*variable compression ratio* (ou taxa de compressão variável)
WOT	*wide open throttle*

LISTA DE SÍMBOLOS

$(A/F)_{est}$	Razão das relações de ar-combustível estequiométrica [adimensional]
$(A/F)_{real}$	Razão das relações de ar-combustível real [adimensional]
a	Braço do virabrequim [m]
a_p	Aceleração instantânea do pistão [m/s²]
B	Diâmetro do cilindro [m]
C_2H_6O	Álcool etílico anidro
$C_{1,66}H_{5,32}O$	Álcool etílico hidratado
CO	Monóxido de carbono
CO_2	Dióxido de carbono
CoV	Covariância [%]
c_p	Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]
c_v	Calor específico a volume constante [kJ /kg.K]
E94	Álcool etílico hidratado
H_c	Altura de compressão [m]
H_2O	Água
k	Fator de abrangência
KH	Fator de umidade [adimensional]
m	Massa de fluido dentro do cilindro [kg]
m_{ar}	Massa de ar admitido [kg]
$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica de ar [kg/s]
$\dot{m}_{comb}$	Vazão mássica de combustível [kg/s]
M_N	Emissão de um gás qualquer N [kg/kW.h]
MM_{ex}	Massa molar dos gases do escapamento [kg/kmol]
MM_N	Massa molar do gás N [kg/kmol]
m_r	Massa de gás queimado residual do ciclo anterior de funcionamento do motor [kg]
m_{total}	Massa total de gases presente no cilindro [kg]
N	Velocidade de rotação do motor [rpm]
$[N]$	Concentração em volume do gás [%v/v ou ppm]
N_2	Nitrogênio gasoso

NO_x	Óxidos de nitrogênio
n_R	Número de rotações do virabrequim para cada ciclo do motor
P	Potência indicada [kW]
p	Pressão do fluído [kPa]
$\bar{P}_{MM}$	Pressão média motorizada [kPa]
P_{ref}	Potência nas condições de referência [kW]
P_s	Pressão seca de referência [kPa]
P_{so}	Pressão seca do ambiente [kPa]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor [kJ/s]
Q	Calor [kJ]
Q_t	Calor total [kJ/s]
R	Constante dos gases ideais [m^3.Pa/mol.K]
r_c	Razão volumétrica de compressão [adimensional]
S	Deslocamento do pistão [m]
$\bar{S}_p$	Velocidade média do pistão [m/s]
T	Torque indicado [N.m]
T	Temperatura do fluido [°C]
T_{ar}	Temperatura do ar [°C]
T_o	Temperatura de referência [°C]
THC	Hidrocarbonetos totais
U	Energia interna do fluido [J]
U_{ex}	Incerteza expandida
u_{cd}	Incerteza padrão combinada de medições diretas
u_{ci}	Incerteza padrão combinada de medições indiretas
u_n	Incerteza padrão de cada uma das “n” fontes
U_R	Umidade relativa do ar [%]
V	Volume [m^3]
V_d	Volume deslocado [m^3]
V_c	Volume da câmara de combustão [m^3]
V_i	Volume interno do cilindro [m^3]
v_p	Velocidade instantânea do pistão [m/s]
x_b	Fração de gás queimado [adimensional]
w	Trabalho [kJ]

$\dot{w}$	Taxa de produção de trabalho [kJ/s]
Y	Grandeza cuja incerteza foi calculada [adimensional]
y	Deslocamento lateral do pino do pistão [m]
γ	Razão entre os calores específicos [adimensional]
η_v	Eficiência volumétrica [adimensional]
θ	Ângulo do virabrequim [graus]
η_t	Eficiência térmica [adimensional]
η_{global}	Eficiência energética global [adimensional]
η_c	Eficiência de combustão [adimensional]
η_{cc}	Eficiência de conversão de combustível [adimensional]
α_C	Fator de correção [adimensional]
λ	Fator lambda [adimensional]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 27
1.1 OBJETIVOS 31
2 REVISÃO DA LITERATURA 33
2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA 34
2.1.1 Ciclo Otto ideal 35
2.1.2 Ciclo real para motores de ignição por centelha 36
2.1.3 Razão volumétrica de compressão e números de octanos 38
2.1.4 Eficiência volumétrica 39
2.1.5 Eficiência térmica do ciclo Otto 40
2.1.6 Eficiência de conversão de combustível 41
2.1.7 Fator de correção para potência do motor 42
2.2 COMBUSTÃO 43
2.2.1 Combustão em motores de ignição por centelha 43
2.2.2 Avanço de ignição 45
2.2.3 Anomalias da combustão 47
2.3 COMBUSTÍVEIS 51
2.3.1 Etanol 51
2.3.2 Gasolina comercial 53
2.3.3 Gás hidrogênio e suas misturas gasosas 54
2.3.4 Formação da mistura ar-combustível 55
2.4 INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL 56
2.5 FUMIGAÇÃO 58
2.6 OBTENÇÃO DE GÁS HIDROGÊNIO E SUAS MISTURAS 59
2.7 REFORMA CATALÍTICA DE ETANOL PARA PRODUÇÃO DE MISTURAS GASOSAS RICAS EM HIDROGÊNIO 60
2.8 MISTURAS GASOSAS OBTIDAS A PARTIR DO PROCESSO DE REFORMA 62
2.9 MODELAGEM CINÉTICA DO PROCESSO DE COMBUSTÃO COM USO DE REDES NEURAIS 64
2.10 ESTADO DA ARTE 65
2.11 CONSIDERAÇÕES FINAIS 82
3 MÉTODOS 84

3.1 METODOLOGIA DE TESTES EXPERIMENTAIS EM MOTOR 84
3.1.1 Motor e parâmetros utilizados nos testes.....84
3.1.2 Grandezas medidas e calculadas 91
3.1.3 Visão geral do banco de provas para as grandezas medidas.....95
3.1.4 Especificações técnicas SCRE e condições de operação 101
3.1.5 Metodologia de calibração padrão 102
3.2 METODOLOGIA PARA MODELAGEM CINÉTICA 104
3.2.1 Obtenção e utilização dos dados de MBF.....106
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....108
4.1 GÁS HIDROGÊNIO DE ELEVADA PUREZA E ETANOL 108
4.2 MISTURA SINTÉTICA GASOSA E ETANOL 112
4.3 MISTURA SINTÉTICA GASOSA E GASOLINA 136
4.4 MODELAGEM CINÉTICA QUÍMICA 159
4.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS ACERCA DOS RESULTADOS.....161
5 CONCLUSÕES.....164
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 167
REFERÊNCIAS.....168
APÊNDICE I – EXEMPLO DE METODOLOGIA DO CÁLCULO DA INCERTEZA COMBINADA PADRÃO PARA MEDIÇÕES INDIRETAS 177

1 INTRODUÇÃO

As atuais políticas energéticas e ambientais aumentaram muito a busca por combustíveis que emitam menor quantidade de poluentes. Entretanto, estima-se que até 2035 a frota veicular passará a contar com 1,7 bilhão de veículos. Além disso, segundo a *International Energy Agency* (IEA, 2020), grande parte da frota atual utiliza combustíveis fósseis, por meio dos motores de combustão interna (MCIs).

Uma das consequências do uso de grande quantidade de combustíveis fósseis é o aumento das emissões de gases relacionados ao efeito estufa, o que provoca aumento da temperatura acima de níveis normais, além do derretimento de geleiras e aumento dos níveis do oceano (IEA, 2020).

A descarbonização é um processo essencial para combater as mudanças climáticas e alcançar metas de sustentabilidade ambiental. O uso do hidrogênio como uma fonte de energia limpa tem sido cada vez mais estudado e adotado como uma alternativa promissora para reduzir as emissões de carbono. O hidrogênio pode ser produzido a partir de fontes renováveis, como a eletrólise da água, e seu uso na indústria pesada, no transporte e na geração de energia pode contribuir significativamente para a descarbonização de setores-chave da economia (IEA, 2019).

Uma das principais vantagens do hidrogênio como vetor energético é sua capacidade de ser produzido sem emissões de carbono, quando gerado a partir de fontes renováveis. Além disso, o hidrogênio pode ser armazenado e transportado com relativa facilidade, o que o torna uma opção versátil para a descarbonização de diversos setores. A utilização de hidrogênio verde, produzido a partir de fontes renováveis, é uma maneira eficaz de reduzir a dependência de combustíveis fósseis e mitigar os impactos ambientais associados a essas fontes de energia (IEA, 2019).

No entanto, é importante ressaltar que a descarbonização com o uso de hidrogênio também apresenta desafios, como a necessidade de expandir a infraestrutura de produção, de armazenamento e de distribuição de hidrogênio. Além disso, é fundamental garantir que a produção de hidrogênio seja realmente sustentável e que não cause impactos negativos em termos de uso de recursos naturais e de emissões de gases de efeito estufa. Portanto, é essencial adotar políticas e regulamentações adequadas para promover o uso responsável e sustentável do hidrogênio como parte da transição para uma economia de baixo carbono (IEA, 2019).

Como alternativas, podem ser citados os veículos elétricos e híbridos. Os veículos elétricos funcionam com uso de eletricidade, por meio da utilização de motopropulsor e de baterias associadas. Já os híbridos armazenam energia pelo processo de combustão e pelo uso de eletricidade. Os elétricos, apesar de não emitirem poluentes em seus escapamentos, apresentam, nas etapas de manufatura desse tipo de veículo e de suas baterias, a extração de metais em condições precárias ou causadoras de graves impactos ambientais (como ocorrido recentemente nas cidades de Mariana e Brumadinho, no Brasil).

As formas de obtenção de energia elétrica que alimentam esses veículos geralmente envolvem impactos ambientais, como a geração de grandes quantidades de CO_2, a partir do uso de termoelétricas em alguns países (Malaquias *et al.*, 2019).

Os veículos híbridos comumente armazenam energia por meio da combustão de gasolina e de energia elétrica. Portanto, segundo Malaquias *et al.* (2019), esses veículos também não são isentos da emissão de poluentes, embora as emissões possam ser reduzidas mediante uso de tecnologias como *start-stop* (desliga o veículo parado) e *downsizing* (redução do tamanho do motor a combustão).

Dentro desse contexto, o hidrogênio desponta como uma das fontes alternativas mais promissoras para utilização em motores de combustão interna a centelha.

O hidrogênio é um combustível que não emite compostos de carbono como produtos de sua utilização, como o CO_2, por exemplo, além de apresentar boas condições físico-químicas para a reação de combustão (Wang *et al.*, 2010a). Esse combustível pode ser gerado a partir de processos como a eletrólise ou a reforma catalítica. Para a eletrólise, é mais comum o uso da água, que é separada em dois gases, hidrogênio e oxigênio, com uso de um reator alimentado por fonte elétrica. Para o processo de reforma catalítica, os reformadores não necessitam de energia elétrica para funcionamento, já que são formados por reatores, em que o combustível reage com o ar e libera calor, que ativa o processo de reforma. Ainda no reator, o combustível (gasolina ou etanol, por exemplo) reage com água e produz hidrogênio (Sopena *et al.*, 2010).

Uma dificuldade do uso do hidrogênio como combustível único é a sua baixa densidade, que exige o armazenamento em tanques ou cilindros com elevada pressão. Logo, o hidrogênio pode ser melhor utilizado como combustível suplementar, combinado a outro combustível primário.

A queima rápida do gás hidrogênio suprime o fenômeno de detonação, entretanto sua elevada reatividade e baixa energia necessária para sua ignição dificultam sua utilização (Tsukamoto *et al.*, 2023).

O hidrogênio possui uma faixa de ignição mais ampla do que os combustíveis tradicionais, o que pode dificultar o controle preciso da combustão no motor a centelha. O ajuste da mistura ar-combustível e do avanço de injeção para otimizar a eficiência de conversão de combustível e reduzir as emissões de poluentes também pode ser mais complexo com o uso de hidrogênio como combustível principal (Stepien, 2021).

A infraestrutura de abastecimento de hidrogênio também é um obstáculo para a adoção de motores a combustão interna a centelha que utilizam o hidrogênio como combustível. A disponibilidade limitada de postos de abastecimento de hidrogênio dificulta o acesso a esse combustível alternativo para os consumidores, além de seu elevado valor de comercialização (Tsukamoto *et al.*, 2023).

Diante dos desafios descritos para a obtenção, armazenamento e transporte do gás hidrogênio, a utilização de misturas gasosas ricas em gás hidrogênio provenientes de processos de reforma catalítica a vapor do etanol destaca-se como possível combustível secundário no processo de combustão. Essas misturas gasosas podem ser obtidas através de reforma embarcada e podem ser adicionadas diretamente ao combustível primário, fato que exime a necessidade de modificações nos motores comerciais atuais.

Analisando as possibilidades de combustíveis primários, a utilização de biocombustíveis torna-se vantajosa, uma vez que as plantas que geram esses biocombustíveis absorvem gás carbônico da atmosfera para crescerem, reduzindo o saldo de CO_2 emitido (Santos, 2009).

Dentro da variedade de biocombustíveis disponíveis, destaca-se o etanol, uma vez que permite o funcionamento do motor com uso de altas pressões na câmara de combustão, associado a menor risco de detonação (*Knock*). Duas propriedades que tornam o etanol vantajoso são sua elevada octanagem e seu alto calor latente de vaporização, que permitem o uso de maiores razões volumétricas de compressão, resultando em motores com maior eficiência térmica (Woo *et al.*, 2016).

A combinação entre etanol e hidrogênio visa atender aos níveis de emissões veiculares normatizados no Brasil. O Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) limita o máximo de poluentes permitidos de

acordo com o ciclo FTP75 (*Federal Test Procedure*), que é o ciclo rodoviário para ensaio de veículos norte americano. Esses dados são resumidos na Tabela 1 (Brasil, 2022).

Tabela 1 - Limites de emissões veiculares no Brasil

Poluentes	Limites de emissões (mg/km)
Monóxido de carbono (CO)	1000
Material Particulado (MP)	6
Aldeídos	15
Óxidos de nitrogênio (NO_x) + Gases orgânicos não metano (NMOG)	80

Fonte: Brasil (2018).

Programas governamentais nacionais incentivam a implementação de pesquisas tecnológicas que levem ao uso sustentável do etanol para geração de energia que “alimente” a mobilidade no Brasil. Dentre esses programas está o Rota 2030, que incentiva o uso do etanol como principal combustível automotivo. Além do atendimento aos níveis de poluentes estabelecidos pelo PROCONVE, promove-se impulso para o setor sucroenergético nacional, além de ganho em produtividade no setor agropecuário.

O etanol brasileiro é denominado etanol hidratado ou álcool etílico hidratado. O etanol é obtido prioritariamente da cana de açúcar no país, e é composto por de 94% de etanol e 6% de água, em volume (ANP, 2022).

Estratégias para o funcionamento de motores associadas a biocombustíveis podem ser utilizadas como ferramentas para a maximização da eficiência de conversão de combustível e redução da emissão de poluentes.

Além de estratégias experimentais, o conhecimento de propriedades cinéticas de um processo de combustão permite a análise de suas reações químicas, da velocidade em que ocorrem e dos mecanismos por meio dos quais elas acontecem. A descrição da cinética de combustão de uma determinada mistura ar/combustível permite a análise de quais são as reações mais lentas (que dominam o processo) e quais são as mais rápidas, que não afetam na velocidade global e, a partir dessas informações, pode-se propor ou aprimorar a adição ou substituição de componentes que interajam especificamente em determinadas reações, permitindo acelerar ou retardar o processo.

Para cumprimento das exigências impostas pelo PROCONVE e demais agências internacionais, além de garantia de melhor qualidade do ambiente, o uso de

uma mistura sintética gasosa rica em hidrogênio (como combustível secundário) em um motor de pesquisa apresenta-se como importante avanço e abre espaço para a realização deste trabalho.

Este trabalho utiliza metodologia experimental e modelagem cinética do processo de combustão para otimização deste, com o uso de etanol enquanto combustível primário combinado a uma mistura sintética gasosa rica em gás hidrogênio. A mistura sintética gasosa é proveniente de um processo de reforma a vapor embarcado do próprio etanol, fato que pode tornar o processo acessível à população, sem que haja a necessidade de adaptação de motores existentes, ou de projeção de um novo motor comercial.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivos o estudo experimental e modelagem cinética da influência da inserção de uma mistura sintética gasosa rica em hidrogênio ou de gás hidrogênio de elevada pureza, com controle do fator lambda e avanço de ignição para manutenção de condição estequiométrica da mistura ar-combustível, sobre a eficiência de conversão de combustível de motores a combustão interna movidos a centelha. A mistura sintética gasosa é produzida a partir da reforma catalítica a vapor do etanol, e tem como principal meta proporcionar o aumento da eficiência energética de etanol e gasolina em motores *flex fuel*.

Os objetivos específicos do trabalho são:

1. Caracterização experimental de um motor monocilíndrico de combustão interna com injeção direta alimentado por uma mistura de etanol combinado a uma mistura sintética gasosa; etanol combinado a hidrogênio de elevada pureza, e gasolina combinada a mistura sintética gasosa;
2. Modelagem cinética e análise do processo de combustão de um motor monocilíndrico de combustão interna com injeção direta alimentado por uma mistura de etanol combinado a uma mistura sintética gasosa; etanol combinado a hidrogênio de elevada pureza, e gasolina combinada a mistura sintética gasosa;
3. Mapeamento dos melhores pontos de desempenho do motor com vistas a maximização da eficiência de conversão de combustíveis mediante uso da mistura sintética gasosa;

4. Determinação e comparação das curvas características para torque, potência, eficiência de conversão de combustível, consumo específico de combustível e modelagem cinética para diferentes vazões de mistura sintética gasosa ou hidrogênio de elevada pureza, avaliando a melhor porcentagem de adição desses combustíveis gasosos para máximo desempenho do motor;
5. Aquisição das emissões de hidrocarbonetos não queimados (HC), óxidos de nitrogênio, monóxido e dióxido de carbono para diferentes condições operacionais, de modo a verificar como a mistura sintética gasosa influência nas emissões de poluentes pelo motor de combustão.

No Capítulo 2, a revisão da literatura destaca os componentes de um motor de combustão interna, seu funcionamento, e trabalhos acadêmicos que já foram desenvolvidos com uso de gás hidrogênio e suas misturas, em busca do aumento da eficiência de conversão de combustível e da redução do nível de emissões decorrentes do processo de combustão.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A seção de revisão bibliográfica deste trabalho foi dividida em dez partes, desenvolvidas no intuito de abordar o conteúdo essencial para a fundamentação teórica desta tese.

A seção 2.1 conceitua os motores de combustão interna, e os critérios para sua classificação, de acordo com a literatura clássica. Esta seção descreve o Ciclo Otto ideal e real, suas diferenças, e os tempos envolvidos no processo de combustão. Além disso, são apresentadas as definições e equações para obtenção da razão volumétrica de compressão e número de octanos. Finalmente, as eficiências térmica, volumétrica e de conversão combustível também são definidas, assim como as equações para o cálculo desses parâmetros.

A seção 2.2 define o processo de combustão, fases deste processo em um motor a combustão interna, o conceito do avanço de ignição, que determina o tempo necessário para que a combustão inicie e se desenvolva, e os tipos de anomalias que esse processo pode apresentar.

A Seção 2.3 apresenta as características dos combustíveis utilizados neste trabalho, além do processo de obtenção deles, e da formação da mistura ar-combustível.

As seções 2.4 e 2.5 descrevem os processos de injeção direta e indireta de combustíveis, e do sistema de fumigação para o uso de gases como combustíveis, em específico.

A seção 2.6 discorre sobre os processos tradicionais e inovadores utilizados na obtenção do gás hidrogênio de elevada pureza e suas misturas. Nesta etapa do texto, é possível compreender as vantagens e desvantagens para utilização do gás hidrogênio puro ou presente em misturas gasosas.

Na seção 2.7 discute-se especificamente sobre o processo de reforma catalítica de etanol como meio de obtenção de misturas gasosas ricas em gás hidrogênio. Salienta-se sobre o uso de um biocombustível como oportunidade sustentável na obtenção da mistura gasosa de interesse, já que não é necessário uso de energia elétrica, tão menos de recursos fósseis para que o processo transcorra.

Na seção 2.8 são apresentadas as misturas gasosas obtidas a partir dos processos de reforma, e em especial a reforma autotérmica, que propicia melhor rendimento na obtenção de gás hidrogênio nas misturas resultantes do processo.

A seção 2.9 trata da modelagem cinética do processo de combustão, com uso de Redes Neurais Artificiais Artificiais (RNAs) do tipo *Multilayer Perceptron* (MLP). As RNAs são estruturas computacionais com funcionamento similar ao do cérebro humano. Essas redes reconhecem padrões não lineares por meio dos dados que lhes são apresentados, e os neurônios, organizados em camadas (característica própria das redes MLP), que são treinados, e retornam parâmetros como consumo específico de combustível, eficiência de conversão de combustível, e outros.

Por fim, a seção 2.10 trata dos principais trabalhos já desenvolvidos a partir do uso misturas gasosas ricas em hidrogênio ou gás hidrogênio de elevada pureza. Esses trabalhos, listados por ordem de relevância, combinam experimentalmente um combustível primário (gasolina, etanol ou outros) à misturas gasosas ou gás hidrogênio puro, e demonstram o potencial do hidrogênio enquanto combustível limpo e eficiente para a matriz energética mundial.

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Um motor de combustão interna (MCI) é um dispositivo de transformação de energia. Esses motores operam em dois ou quatro tempos, com objetivo de transformar a energia química presente em um combustível em potência mecânica. Nos MCIs, a energia é liberada pela oxidação de combustíveis dentro da câmara de combustão (Heywood, 2018).

Os motores de combustão interna convencionalmente disponíveis são os de ignição por centelha, ou SI (*spark ignition*) e os diesel, também chamados de ignição por compressão (Heywood, 2018), esses últimos funcionam mediante mistura de combustível e ar (comburente alimentador da reação de combustão). O ciclo utilizado em um motor de combustão interna movido a etanol e/ou gasolina é chamado de ciclo Otto, nome atribuído a seu idealizador. Esse ciclo é característico pela combustão a volume constante, ou, se for classificado pela forma como se dá a ignição da mistura, esta é produzida por centelha (Heywood, 2018).

A literatura classifica os motores também pelo regime dominante de propagação da chama, se o regime é do tipo pré-misturado ou por difusão. Em se tratando de regimes de propagação de chama pré-misturada, pode-se utilizar todo ar disponível na câmara de combustão. Nesse caso, a combustão é acelerada, e potências específicas elevadas são obtidas. Quando a chama se propaga por difusão,

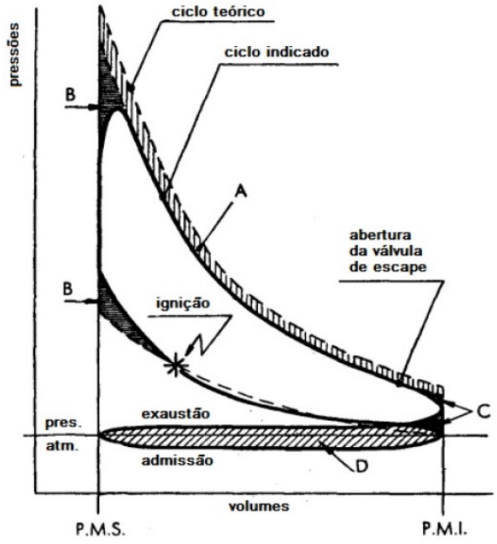
há aumento de eficiência térmica com redução de carga no motor (Baeta, 2006; Baeta, 2012).

Logo, entende-se que as classificações dos motores quanto aos ciclos de funcionamento podem ser consideradas como referências para o entendimento da operação de motores de combustão interna (Baeta, 2006).

2.1.1 Ciclo Otto ideal

O ciclo Otto é o ciclo combustível-ar de referência para motores de combustão interna, de ignição por centelha. Esse ciclo ocorre em seis fases, com introdução de calor a volume constante. Nesse caso, o ar é um comburente, considerado gás ideal, e é admitido no cilindro. Na Figura 1 é possível verificar o diagrama pressão x volume, e temperatura x entropia, tal qual as fases do ciclo Otto, que é formado por dois processos isovolumétricos e dois isentrópicos (Heywood, 2018).

Figura 1 - Diagrama para ciclos teóricos e indicados de um motor SI



Fonte: Adaptada de Giacosa (2018).

O trabalho indicado que é produzido pelo pistão, levando-se em conta compressão e exaustão, é denominado trabalho indicado bruto (*gross indicated work*). Segundo Heywood (2018), o trabalho gerado pelo motor, levando-se em conta o ciclo todo, é denominado de trabalho indicado líquido (*net indicated work*).

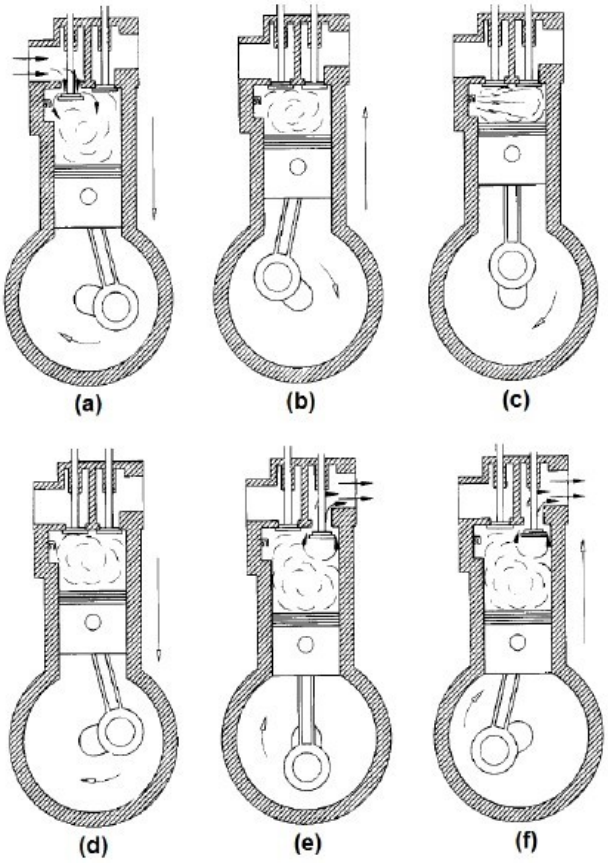
Chama-se parâmetro indicado (*indicated*) tudo o que é medido dentro do cilindro do motor. Os parâmetros obtidos no eixo virabrequim são chamados “parâmetros de eixo” (Heywood, 2018). Esse termo é originário do termo freio (*brake*),

usado pelo dinamômetro na medição do torque gerado pelo eixo virabrequim (Ferguson; Kirkpatrick, 2015).

2.1.2 Ciclo real para motores de ignição por centelha

Os seis processos reais de transformação do(s) combustível(is) dentro da câmara de combustão de um motor de quatro tempos a ignição por centelha são apresentados na Figura 2 (Moreira, 2014; Pulkrabek, 1997).

Figura 2 - Os seis processos do ciclo real para MCI de ignição por centelha



Fonte: Pulkrabek (1997).

Esses tempos podem ser descritos da seguinte maneira:

a) **Primeiro tempo (a) - admissão**: o pistão inicia sua trajetória no ponto morto superior (PMS) e vai até o ponto morto inferior (PMI). Isso ocorre com a válvula de admissão aberta e a válvula de descarga fechada. Por meio desse deslocamento, há aumento do volume interno no cilindro e redução de pressão, o que permite a entrada de ar para o interior do cilindro. O combustível também passa a fazer parte do processo, e sua dosagem é

mensurada pelos eletroinjetores. A entrada do combustível pode ocorrer via injeção indireta, pelos condutos de admissão, ou dentro do cilindro, via injeção direta (Baeta, 2006);

b) **Segundo tempo (b) - compressão**: quando o pistão alcança o PMI, ocorre o fechamento da válvula de admissão (alguns graus após o PMI) e o processo de compressão inicia-se. Com a compressão da mistura, a pressão e a temperatura no interior do cilindro são elevadas (Baeta, 2006);
c) **Ignição (c)**: a vela de ignição fornece a centelha e a combustão inicia-se, próxima ao final do processo de compressão. Para obtenção de máxima eficiência no processo de combustão, o avanço de ignição deve ser ajustado em acordo com a carga e da rotação do motor (Baeta, 2006; Heywood, 2018);
d) **Terceiro tempo (d) - combustão e expansão**: a combustão ocorre, de fato, com o pistão próximo ao PMS, e é muito rápida. O fenômeno tem início próximo ao final da compressão, e término no início da expansão. O processo de combustão altera a composição da mistura ar-combustível para os produtos da reação e eleva a temperatura e a pressão no cilindro (Baeta, 2006);

   A elevada pressão criada pela combustão leva o pistão até o PMI, estando as válvulas fechadas nesse momento, e o trabalho do ciclo do motor é produzido. Assim, pressão e temperatura dentro do cilindro reduzem antes de o pistão alcançar o PMI (Baeta, 2006);
e) **Abertura antecipada da válvula de descarga ou *blowdown* (e)**: A válvula de escape é aberta ao final do processo de expansão, e inicia-se o processo de exaustão. Temperatura e pressão no cilindro ainda são altas, assim, a diferença de pressão entre o cilindro e o sistema de exaustão promove a expulsão dos gases de escape, e há redução do trabalho de bombeamento. Os gases de escape possuem entalpia elevada nesse momento, fato que diminui a eficiência do ciclo térmico (Baeta, 2006);
f) **Quarto tempo (f)**: quando o pistão atinge o PMI, ainda há gases remanescentes do processo de combustão. Esses gases se encontram à pressão do coletor de escape. Quando o pistão atinge o PMI, no cilindro ainda há os gases resultantes da combustão, aproximadamente, à pressão do coletor de escapamento. A válvula de escape fica aberta, o pistão

desloca-se do PMI até o PMS, e os gases restantes são expelidos. Ao final desse processo, a válvula de admissão se abre e a de escape se fecha. Há um momento em que as duas ficam abertas ao mesmo tempo, que é chamado de cruzamento de válvulas ou *overlap*, fato que ajuda na troca dos gases remanescentes da combustão por nova mistura. Ao final da exaustão, o ciclo começa novamente (Baeta, 2006).

2.1.3 Razão volumétrica de compressão e números de octanos

A razão volumétrica de compressão pode ser definida como a razão entre os volumes do cilindro do motor quando o pistão se encontra no PMI e quando no PMS.

A razão volumétrica exerce grande influência sobre a eficiência térmica do MCI (Heywood, 2018).

O volume do cilindro quando o pistão está no PMS é dado pelo volume da câmara de combustão, e o volume do cilindro quando o pistão está no PMI é dado pelo volume da câmara de combustão somado ao volume deslocado. O volume deslocado é mensurado por meio do percurso que o pistão faz quando se desloca do PMS ao PMI (Heywood, 2018).

A razão volumétrica de compressão pode ser calculada pela Equação 1:

$$r_c = \frac{V_c + V_d}{V_c} \tag{1}$$

Em que V_c é o volume da câmara de combustão [m³] e V_d é o volume deslocado [m³].

É possível perceber, pela Equação 1, que, se o volume da câmara de combustão é reduzido e o volume deslocado é mantido, há aumento da razão volumétrica de compressão.

A redução do volume da câmara de combustão pode ser feita com adição de material na parte superior do pistão, fato que promoverá aumento da pressão motorizada, em função da alteração de inércia do pistão e do aumento da razão volumétrica de compressão (Heywood, 2018).

A pressão motorizada é a pressão que age contra o movimento do pistão durante sua expansão (Heywood, 2018).

Na prática, a medida da resistência de um combustível a autoignição é seu número de octanos ou octanagem (Heywood, 2018).

O número de octanos é calculado por meio de métodos práticos, que relacionam a mistura de n-heptano e outros hidrocarbonetos, considerando n-heptano como referência de número de octanos igual a zero e de iso-octanos igual a 100 (Baeta, 2006).

Para a determinação de resistência à detonação, são utilizados os valores de *research octane number* (RON) e *motor octane number* (MON). O método RON avalia a resistência da gasolina à detonação em situações em que o motor opera a plena carga em até 3000 rpm, já o método MON avalia a resistência da gasolina à detonação em situações em que o motor opera a plena carga e acima de 3000 rpm (Mendes, 2012).

Esse tipo de teste é realizado em motores do tipo *cooperative fuel research* (CFR). Esses motores são monocilíndricos com razão volumétrica de compressão variável, instrumentados e montados em bases estacionárias (Mendes, 2012).

2.1.4 Eficiência volumétrica

O parâmetro utilizado para mensuração e avaliação da efetividade de um motor de combustão interna no processo de admissão é chamado de eficiência volumétrica (Heywood, 2018).

A eficiência volumétrica pode ser definida como a razão da massa de ar real admitida no cilindro e a massa de ar referência, que corresponde ao preenchimento completo do cilindro, a dada condição de pressão e temperatura, conforme Equação 2 (Heywood, 2018).

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a . V_d} = \frac{1{,}2x10^5 . \dot{m}_a}{\rho_a . V_d . N} \quad (2)$$

Em que m_a e $\dot{m}_a$ são definidos como a massa de ar real [kg] e a vazão mássica de ar real [kg/s], respectivamente, ρ_a é a massa específica do ar [kg/m³] e N é a velocidade de rotação do motor [rpm].

Em se tratando de sistema de admissão, a perda de carga é um fator prioritário para a eficiência volumétrica do motor. As válvulas são as mais críticas quando se trata de perda de carga, já que existem limitações mecânicas e de tamanho durante o processo de abertura e fechamento. A dinâmica dos gases também é um fator relevante, de maneira secundária, ainda mais quando associada às ondas de pressão provenientes do movimento das válvulas e do pistão.

Outro fator que afeta de maneira significativa a eficiência volumétrica é a transferência de calor por convecção na admissão, sobretudo em motores equipados com injeção indireta de combustível operando a baixas rotações, em que o filme fluido é formado (Glehn, 2009).

Em injeção indireta, o combustível depositado na parede do coletor aumenta a transferência de calor para a mistura, em contrapartida o combustível vaporizado pode produzir mistura mais densa que o ar original, resultando em maior admissão de ar (Baeta, 2006).

Em sistemas de injeção direta, a injeção de combustível ocorre diretamente dentro do cilindro e evita o contato do combustível com as paredes dos componentes do motor (Bonatesta *et al.*, 2016).

Assim, todo o calor latente de vaporização do combustível é utilizado para o resfriamento do ar, de modo contrário ao que acontece em sistemas de injeção indireta (Baeta, 2006).

Como resultado, os motores equipados com injeção direta apresentam, em geral, aumento na eficiência volumétrica.

A substituição de sistemas de injeção indiretos por sistemas diretos, em condições estequiométricas, com uso de gasolina, aumenta em até 9% a eficiência volumétrica (Wyszynski; Stone; Kalghatgi, 2002).

2.1.5 Eficiência térmica do ciclo Otto

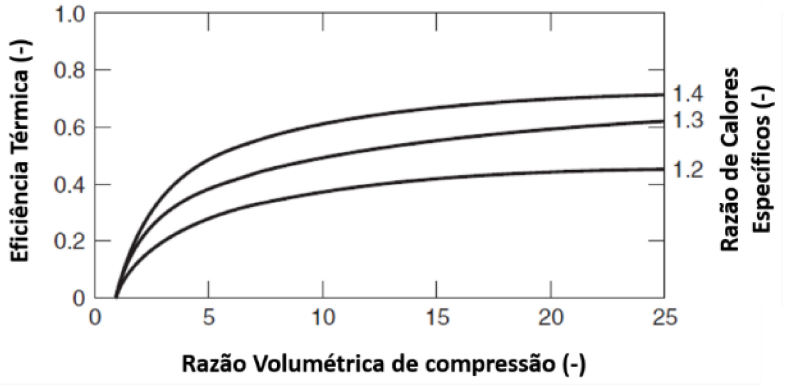
A eficiência térmica de um MCI é definida como a razão entre a potência produzida e o calor produzido durante o processo de combustão. A eficiência térmica de um motor que opera segundo o ciclo termodinâmico pode ser obtida pela Equação 3:

$$\eta_t = \left[1 - \frac{1}{r_c{}^{\gamma-1}}\right]_{ideal} = \left[\frac{P}{Q_t}\right]_{real} \quad (3)$$

É possível verificar que a eficiência térmica do ciclo Otto é função da razão volumétrica de compressão, r_c, e expoente politrópico, γ (Su *et al.*, 2014).

Se a razão volumétrica de compressão ou a razão entre os calores específicos são elevadas, ocorre aumento da eficiência térmica do motor (Giacosa, 1988). Por meio da Figura 3 é possível visualizar a influência da razão volumétrica de compressão e da razão de calores específicos sobre a eficiência térmica.

Figura 3 - Influência das razões rc e γ na eficiência térmica



Fonte: Adaptada de Ferguson e Kirkpatrick (2015).

2.1.6 Eficiência de conversão de combustível

A eficiência de conversão de combustível pode ser definida como a razão de potência produzida a cada ciclo e a quantidade de energia fornecida ao motor durante o processo de combustão (Heywood, 2018).

A energia que cada combustível pode fornecer ao processo de combustão é dada pelo produto de sua vazão mássica e seu poder calorífico inferior (PCI), que é tabelado. O PCI define o conteúdo energético disponível (Heywood, 2018).

Sendo assim, a eficiência de conversão de combustível pode ser calculada pela Equação 4:

$$\eta_{cc} = \frac{P}{\dot{m}_c . PCI_c} \quad (4)$$

Em que P é potência produzida [kW] e $\dot{m}_c$ é a vazão mássica de combustível [kg/s].

A eficiência de conversão de combustível também pode ser calculada por meio da relação entre o consumo específico de combustível (*specific fuel consumption* – SFC) e o PCI. O SFC pode ser definido como a razão entre vazão mássica de combustível e unidade de potência produzida.

Esse parâmetro é capaz de indicar o quão eficiente o motor está sendo ao utilizar o combustível fornecido na produção de trabalho (Heywood, 2018).

O consumo específico de combustível pode ser calculado por meio da Equação 5:

$$sfc=\dot{m}/P \tag{5}$$

Substituindo a Equação 4 na Equação 5, tem-se a Equação 6, que possibilita o cálculo da eficiência de conversão de combustível:

$$\eta_{cc} = \frac{1}{sfc\ .SFC} \tag{6}$$

2.1.7 Fator de correção para potência do motor

A norma de ensaios de motores NBR 1585 (ABNT, 1996) regulamenta a correção dos valores de potência para condições atmosféricas diferentes daqueles definidos pela norma, tais valores devem ser corrigidos para as condições de referência.

A potência e o torque corrigidos são dados pela Equação 7:

$$P_{Ref} = \alpha_c . P \tag{7}$$

Em que P_{Ref} é o valor da potência nas condições de referência [kW] e α_c é o fator de correção.

O fator de correção deve ser calculado por meio da Equação 8, obtida diretamente na norma NBR 1585 (ABNT, 1996):

$$\alpha_c = \left(\frac{P_{so}}{P_s}\right)^{1,2} . \left(\frac{T_{ar}}{T_o}\right)^{0,6} \quad (8)$$

Em que P_{so} é a pressão do ambiente [kPa], T_{ar} é a temperatura do ar aspirado do ambiente pelo motor em [°C] e P_s e T_o são a pressão seca e a temperatura de referência nas mesmas unidades.

A pressão seca, P_s, é determinada pela norma NBR 5484 (ABNT, 1996b), de acordo com a Equação 9:

$$P_s = P_{atm} - \left[\left(\frac{U_r}{100}\right) . \left(\frac{e^{\left(\frac{-5345,5}{T_{ar}+273}+21,106\right)}}{7,5}\right)\right] \quad (9)$$

Em que P_{atm} é a pressão atmosférica [kPa] e U_R é a umidade relativa do ar [%].

2.2 COMBUSTÃO

Combustão pode ser definida como uma reação química em que elementos do combustível participante, como o hidrogênio e o carbono, se combinam ao oxigênio e liberam energia em forma de calor, causando aumento na temperatura dos gases presentes na câmara de combustão (Ganesan, 1995).

2.2.1 Combustão em motores de ignição por centelha

Em motores de combustão interna a ignição por centelha, a chama tem início quando uma parte da mistura ar-combustível reage ao encontrar a centelha emitida pela vela. A temperatura dessa centelha encontra-se entre 3000 e 6000°C, e a chama propaga-se pela câmara de combustão progressivamente, com velocidade controlada (Baeta, 2006; Rodrigues Filho, 2014).

O processo de combustão tem início antes do PMS, próximo ao final da fase de compressão. Em caso de adiantamento de ignição, haverá aumento excessivo da pressão e da temperatura em função do aumento do trabalho de compressão, que reduz o trabalho líquido do ciclo, além de promover a transferência de calor e atrito em excesso (Baeta, 2006).

Se a ignição ocorre com muito atraso, haverá aumento da pressão tardio e consequente redução do trabalho de expansão. Esse fato ocasiona maior transferência de calor para a descarga, e algum componente do motor pode ser danificado (Baeta, 2006).

A velocidade de propagação da frente de chama dentro do cilindro é um parâmetro importante para que o processo de combustão seja eficiente.

Os fatores que ditam a velocidade da frente de chama são a taxa de reação e a taxa de transposição. A taxa de reação é resultante do processo químico em que a chama reage a partir da mistura ar-combustível não queimada durante a propagação.

Já a taxa de transposição se dá em função do movimento de frente de chama referente às paredes do cilindro e, também, do resultado da diferença de pressão que é estabelecida entre gases queimados e não queimados na câmara de combustão (Ganesan, 1995).

O processo de combustão pode ser divido em quatro grandes estágios (Turns, 2013):

a) centelha e início da chama;

b) desenvolvimento inicial do *Kernel*;

c) propagação da chama turbulenta;

d) término da chama.

No primeiro estágio, a centelha inicia a partir do aumento de tensão entre os eletrodos da vela de ignição, e logo uma descarga elétrica procede.

As características do *kernel*, como tamanho e temperatura, dependem da energia e das configurações da vela.

As propriedades do *kernel* podem sofrer variações cíclicas e podem ser ocasionadas por variações de densidade da mistura ar-combustível, tensões viscosas da mistura ar-combustível e velocidade do fluxo nas proximidades da vela (Turns, 2013).

No segundo estágio do processo de combustão, a chama tem início no *gap* da vela de ignição. Nesse intervalo de tempo, a velocidade de queima chega próxima à velocidade de queima laminar (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

No terceiro estágio, grande parte da mistura ar-combustível é queimada (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

A duração da queima nesse estágio ocorre com 10 a 90% da fração da massa de combustível (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

A propagação de chama turbulenta estabilizada marca o início desse estágio, que tem fim quando toda a mistura ar-combustível é consumida pela frente de chama. A taxa de queima varia e depende da área de frente de chama (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

Quando 10 a 90% da fração de massa queimada está limitada a 30° CA, atinge-se o pico de eficiência de conversão de combustível, independentemente das condições de operação do MCI (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

Logo, a duração de queima de 10 a 90% da fração de massa queimada determina a eficiência de conversão de combustível. Caso a duração de queima ocorra acima de 30° CA, há perda do ganho na eficiência de conversão de combustível em função da redução do trabalho de bombeamento ou das perdas por transferência de calor (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

O quarto estágio do processo de combustão se dá com a extinção da frente de chama. A frente de chama atinge as paredes do cilindro, perde calor e é extinta. Durante esse estágio, quantidades remanescentes de combustível não queimado atrás da frente de chama ainda podem vir a queimar (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

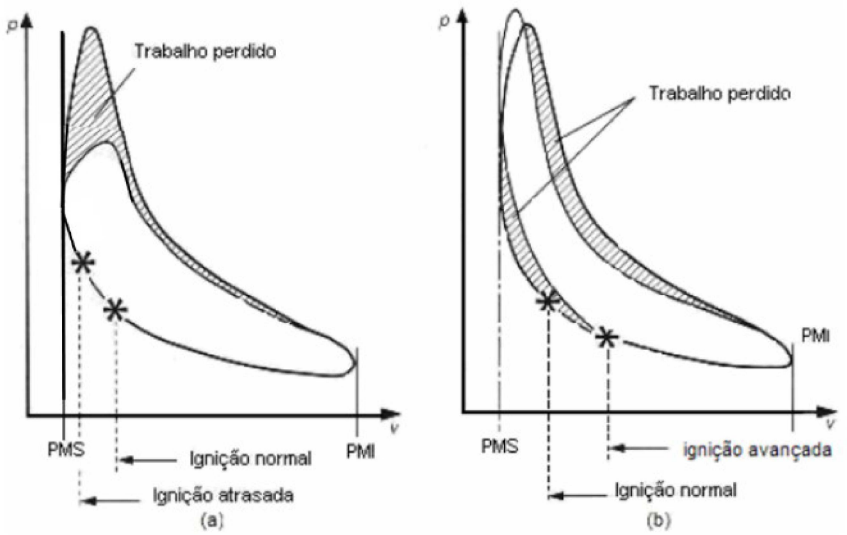
2.2.2 Avanço de ignição

O avanço de ignição tem por objetivo destinar o tempo necessário para que a combustão inicie e se desenvolva, com a máxima produção de trabalho pelo pistão durante a fase de expansão. A Figura 4 faz a caracterização da influência do avanço de ignição no diagrama de pressão *versus* volume (PV).

O valor ideal para o avanço de ignição é chamado de *maximum brake torque* (MBT). Ele fornece o máximo torque para cada condição de funcionamento do motor (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

O melhor valor de avanço de ignição será função do desenvolvimento e propagação da frente de chama, comprimento percorrido pela chama na câmara de combustão e extinção da chama (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

Figura 4 - Influência do avanço de ignição no diagrama PV

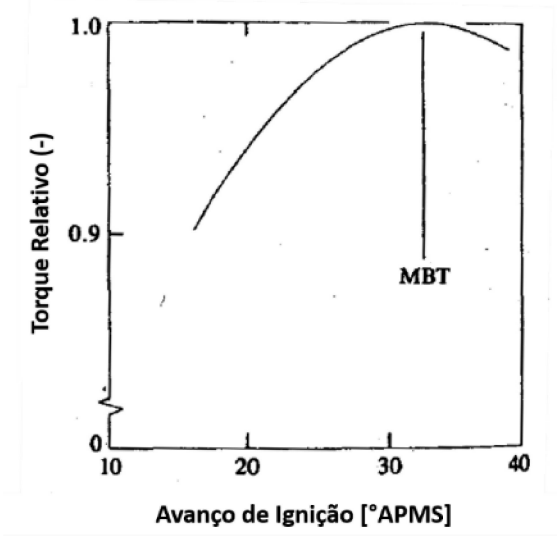


Fonte: Baeta (2006).

Segundo Heywood (2018), caso 50% da fração de massa queimada ocorra em torno de 8 a 10° CA e o pico de pressão ocorra por volta de 13 a 15° CA, o valor de avanço de ignição alcançará o MBT.

A Figura 5 permite a visualização do efeito do avanço de ignição no torque do motor para rotação constante e corpo de borboleta totalmente acionado (Ayala; Gerty; Heywood, 2006).

Figura 5 - Efeito do avanço de ignição no torque em condições constantes de rotação, alimentação de combustível e corpo de borboleta totalmente acionado



Fonte: Adaptada de Heywood (2018).

2.2.3 Anomalias da combustão

O processo de combustão pode desviar-se de seu comportamento esperado, em função de condições específicas de operação. Nesse caso, ocorrem perda de desempenho e danos ao MCI. A combustão é classificada como normal quando a chama inicia e se desenvolve após a centelha, propagando-se de maneira uniforme na câmara de combustão.

As anomalias podem ser denominadas por “combustão anormal” (Ganesan, 1995). Os dois principais tipos de combustão anormal são caracterizados por combustão por pontos quentes (*surface ignition*) na câmara de combustão, autoignição e detonação (do inglês *knock)* (Costa *et al.*, 2015; Heywood, 2018).

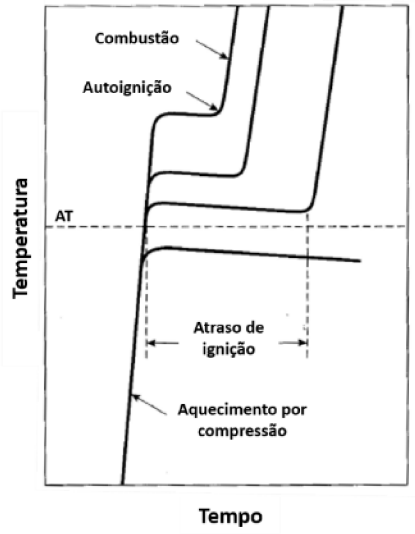
No *surface ignition*, a anomalia ocorre a partir do momento em que a ignição da mistura ar-combustível é precedida pela presença de pontos quentes nas paredes do cilindro. Dentre esses pontos, podem ser citadas as válvulas ou velas de ignição superaquecidas (Heywood, 2018).

A autoignição pode ser definida como a combustão espontânea em certas condições termodinâmicas de qualquer mistura formada por combustível e oxidante, como é o caso de misturas ar-combustível (Heywood, 2018).

Heywood (2018) descreve o processo de autoignição como complexo e que consiste em várias reações que ocorrem de forma simultânea e independente, denominadas reações em cadeia.

Caso a temperatura da mistura não queimada exceda a temperatura de autoignição (AT) do combustível e nela se mantenha por um período de tempo necessário para que as reações de pré-chama ocorram (chamado atraso de ignição, ou *ignition delay*), uma ignição espontânea ou autoignição ocorrerá (Ganesan, 1995). A Figura 6 representa a autoignição característica dos combustíveis. Vale frisar que a autoignição não depende apenas da temperatura, mas também da composição desta mistura.

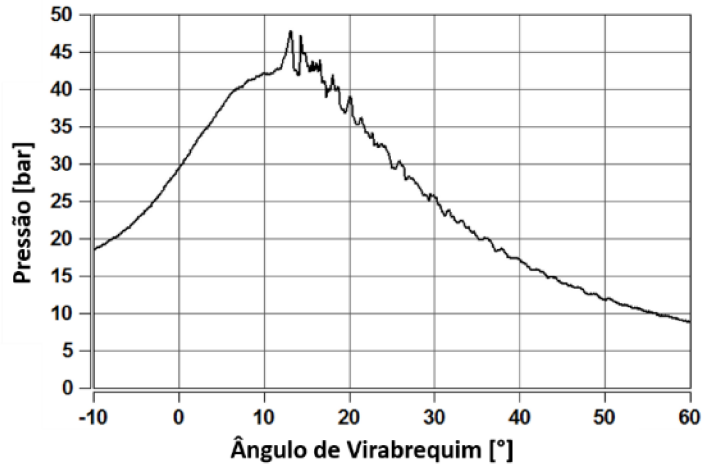
Figura 6 - Autoignição característica dos combustíveis



Fonte: Adaptada de Pulkrabek (1997).

Mediante a ocorrência desse tipo de fenômeno, grande quantidade de calor é liberada, proveniente da mistura não queimada. Esse calor leva à ocorrência de pressões locais muito altas e à propagação de ondas de pressão amplas ao longo da câmara de combustão (Heywood, 2018). Oscilações e picos de pressão que ocorrem dentro câmara de combustão pode ser percebidos pela Figura 7.

Figura 7 - Pressão no cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação



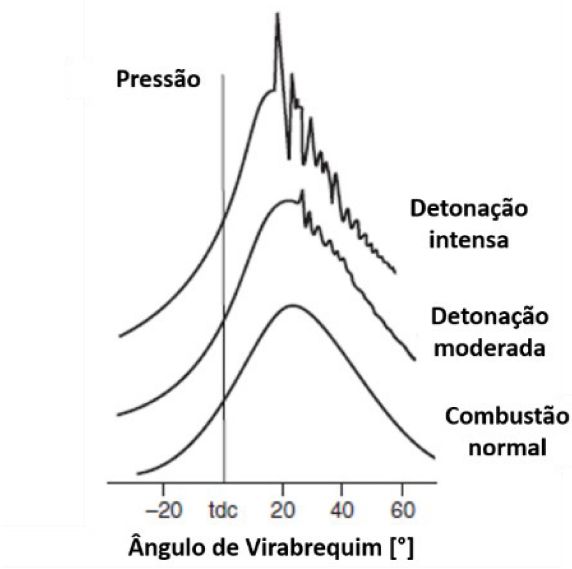
Fonte: Elaborada pela autora (2024).

A autoignição foi tida durante muito tempo apenas como uma anomalia. No entanto, é importante salientar que ela passou a ser desejável após a descoberta de um novo modo de combustão, denominado *active thermo-atmosphere combustion* (ATAC), em que a gasolina inicia seu processo de combustão sem o uso de centelhamento (Malaquias, 2023).

A detonação produz um som de alta frequência muito parecido com o bater de pinos metálicos e ocorre em função da transmissão de vibração aos componentes do motor, mediante ocorrência de ignição espontânea de considerável parcela da mistura ar-combustível, localizada após a região de propagação de chama. Esse fenômeno limita o desempenho de motores de ignição por centelha (Ferguson; Kirkpatrick, 2015).

A detonação pode ocorrer em intensidades distintas, como ilustra a Figura 8. Esse fenômeno ocorre em detrimento das condições de funcionamento do motor, do tipo de combustível, da relação estequiométrica da mistura ar-combustível e das características geométricas do MCI (Baeta; Pontoppidan; Silva, 2015; Rodrigues Filho, 2014).

Figura 8 - Pressão no cilindro em um processo de combustão com ocorrência de detonação



Fonte: Adaptada de Ferguson e Kirkpatrick (2015).

Avanço de ignição e de razão volumétrica de compressão são parâmetros influenciadores na ocorrência de detonação, uma vez que agem sobre a temperatura e a pressão ao fim do processo de compressão (Rodrigues Filho, 2014).

Para mitigação do fenômeno de detonação, pode-se alterar ou otimizar parâmetros de projeto, tais como: turbulência dentro do cilindro, geometria da câmara de combustão e posicionamento da vela de ignição. Esses parâmetros influenciam significativamente o processo de propagação da chama. Assim, se forem controlados, podem evitar o fenômeno de detonação (Heywood, 2018).

Assim, o aumento da velocidade de propagação de chama pode ser benéfico, para que o processo de combustão ocorra em menos tempo e as reações que promovem a autoignição da mistura não queimada não se iniciem (Rodrigues Filho, 2014).

O resfriamento da câmara de combustão contribui para o aumento da resistência à autoignição da mistura ar-combustível. A refrigeração pode ser aplicada por meio do uso de trocadores de calor, *intercooler*, calor latente de vaporização do combustível, uso de gases de escape recirculados e resfriados externamente, além de injeção indireta de água (Zhao, 2010).

Outro fenômeno de combustão anormal diz respeito à pré-ignição, que é o nome dado à combustão anormal que ocorre antes da centelha. Esta ocorre quando a mistura é ignitada em razão da exposição a pontos com elevada temperatura na câmara de combustão. Esses focos ocorrem em componentes do motor expostos às maiores cargas térmicas e de refrigeração mais difícil. A vela de ignição e a válvula de exaustão são exemplos de locais para ocorrência desses focos (Heywood, 2018).

Por fim, destaca-se a ocorrência do fenômeno de *misfire* enquanto combustão anormal. Esse fenômeno ocorre quando a mistura ar-combustível não é queimada corretamente em um ou mais cilindros do motor. Isso pode ser causado por diversos fatores, como problemas na ignição, falha na injeção de combustível, compressão insuficiente ou válvulas com problemas. Quando ocorre um *misfire*, o cilindro afetado não contribui com sua parcela de potência, o que resulta em perda de desempenho, flutuações na pressão média efetiva indicada (*indicated mean effective pressure* – IMEP) e valores elevados no coeficiente de variação do IMEP (COVIMEP) (Heywood, 2018).

Enquanto desdobramento do *misfire*, pode ocorrer o *misfire* parcial. O *misfire* parcial se dá quando a combustão da mistura ar-combustível não acontece de forma completa em um ou mais cilindros, resultando em uma queima parcial ou intermitente. No caso de um *misfire* parcial, o cilindro afetado ainda contribui com certa quantidade de potência, porém em níveis reduzidos, o que pode resultar em perda de desempenho, aumento de emissões e, potencialmente, danos ao motor (Heywood, 2018).

2.3 COMBUSTÍVEIS

A energia química dos combustíveis é transformada em calor durante o processo de combustão e parte desse calor é posteriormente transformada em trabalho no motor. As propriedades dos combustíveis utilizados influenciam diretamente sobre o consumo específico de combustível, a eficiência de conversão de combustível e todos os índices de desempenho e as emissões de poluentes em função da geração de produtos na combustão (Ferguson; Kirkpatrick, 2015).

Os combustíveis derivados do petróleo são os mais consumidos em veículos automotivos. Como alternativas aos derivados do petróleo, pode-se citar os álcoois, principalmente o etanol, e outros combustíveis, como gás natural, gás hidrogênio e biodiesel. Cada um possui características físico-químicas distintas, que definem seu uso em situações específicas (Ferguson; Kirkpatrick, 2015).

Tanto no Brasil como no mundo, dentre os combustíveis alternativos que já apresentam o uso mais frequente estão o etanol (ou álcool etílico) e o gás natural (IEA, 2020).

Nos próximos tópicos desta tese serão apresentadas as principais características do etanol hidratado, da gasolina comercial, do gás hidrogênio e das misturas de gases de reforma, uma vez que estes são os combustíveis utilizados neste trabalho.

2.3.1 Etanol

O etanol combustível possui fórmula química C_2H_5OH, sendo um grupamento OH ligado a um carbono do tipo saturado, que permite sua definição como um álcool. É um composto obtido pela fermentação de produtos de vegetais ricos em carboidratos/açúcares, como a cana de açúcar no Brasil ou o milho nos Estados Unidos (Ferreira, 2015).

O etanol utilizado como combustível pode ser comercializado em forma de etanol anidro, adicionado à gasolina tipo A, compondo então a mistura na formação da gasolina tipo C (ANP, 2022).

Esse produto pode também ser vendido como etanol hidratado e comercializado em todo o país como produto acabado (ANP, 2022).

O etanol hidratado é chamado de E94 por ser hidratado, ele contém 94% de álcool etílico e 6% de água (ANP, 2022).

A Tabela 2 apresenta algumas das propriedades referentes ao E94 estabelecidos pela Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP). Seu PCI é de 24,76 MJ/kg, conforme a própria ANP (2022).

Tabela 2 - Propriedades do etanol hidratado conforme a ANP

Característica	Unidade	Valores
Massa específica a 20°C	kg/m³	805,2 a 811,2
Teor alcoólico	% massa	92,5 a 96,5
Teor de água, máx.	% massa	7,5

Fonte: ANP (2022).

A reação de combustão completa do etanol anidro pode ser representada conforme a Equação 10:

$$C_2H_6O + 3O_2 \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O \quad (10)$$

Entretanto, a queima do combustível ocorre com adição de ar atmosférico ao motor, que é constituído por 20,95% de oxigênio e 79,05% nitrogênio em volume, logo o cálculo pode ser reescrito conforme a Equação 11:

$$C_2H_6O + 3O_2 + 11{,}31N_2 \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 11{,}31N_2 \quad (11)$$

Levando-se em conta a massa molecular do ar, M_{ar}, é de 29kg/kmol, e a do álcool etílico, M_{et}, é de 46kg/kmol, é possível calcular a relação ar/combustível, de acordo com a Equação 12:

$$\left(A/F\right)_{et} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar}.M_{ar}}{N_{et}M_{et}} = \frac{(14{,}31).(29)}{(1).(46)} \approx 9{,}0\, kg_{ar}/kg_{et} \quad (12)$$

Vale salientar que a relação ar/combustível para o etanol hidratado vale 8,36.

O álcool etílico apresenta menor densidade energética, quando comparado à gasolina, entretanto sua razão ar-combustível também é inferior (Baeta, 2006).

Como esse combustível não se trata de um hidrocarboneto e já apresenta oxigênio na composição química, a quantidade de ar para a combustão completa é menor (Baeta, 2006).

A mistura ar-combustível com uso do álcool etílico possui maior quantidade de energia disponível, quando se trata da mesma massa de ar disponível (Baeta, 2006).

Segundo Dutta, Daverey e Lin (2014), pode-se citar como algumas vantagens do uso de etanol:

a) apresenta elevada octanagem e considerável resistência à detonação. Maior razão volumétrica de compressão pode ser utilizada, nesse caso;
b) emite menores quantidades de poluentes quando comparado com a gasolina;
c) apresenta elevado calor latente de vaporização, que permite resfriamento do processo de admissão e compressão, aumentando a eficiência volumétrica do motor;
d) possui baixo teor de enxofre quando comparado aos combustíveis fósseis, de maneira geral.

Como desvantagem, o etanol apresenta maior necessidade de injeção de combustível em relação à gasolina, para que forneça a mesma quantidade de energia ao motor, em função da diferença de seu PCI, comparado à gasolina (Dutta; Daverey; Lin, 2014; Melo, 2012).

2.3.2 Gasolina comercial

A gasolina é um combustível fóssil, composta por uma mistura de hidrocarbonetos que contém entre 4 e 12 carbonos em suas cadeias, e é obtida a partir do refino do petróleo. Esses hidrocarbonetos são compostos principalmente por parafinas (alcanos), naftenos (cicloalcanos) e aromáticos (Machado; Melo; Soares, 2015).

Além dos hidrocarbonetos, a gasolina comercial contém compostos oxigenados (que não são derivados de petróleo) misturados após os processos de destilação e refino. No caso do Brasil, é feita a adição de etanol anidro principalmente para aumentar a octanagem a partir de uma fonte renovável. O etanol auxilia na redução

de emissões de monóxido e dióxido de carbono (CO e CO_2) pelos motores (Machado; Melo; Soares, 2015).

No país, a adição de etanol anidro à gasolina é feita em percentual volumétrico de 27% v/v para as gasolinas comum e aditivada, e 25% v/v para as gasolinas tipo *premium*. Esses percentuais estão em vigor por meio da Resolução ANP n. 807/2020 (ANP, 2020).

2.3.3 Gás hidrogênio e suas misturas gasosas

O hidrogênio é um gás muito reativo, quimicamente falando, e costuma ser encontrado combinado a outros elementos, como o oxigênio, o carbono, e nos compostos orgânicos de maneira geral. A quebra de ligações covalentes da água ou de moléculas orgânicas, como álcoois ou hidrocarbonetos, permite a produção de hidrogênio (Dincer; Acar, 2014).

A utilização de hidrogênio em motores de combustão interna é pertinente por várias razões, sendo a mais importante a redução de emissões de óxidos de carbono e enxofre, principalmente (Verhelst, 2014).

A segunda vantagem, não menos importante, refere-se à flexibilidade no uso de combustível nos motores atuais, uma vez que a unidade de controle eletrônica do motor esteja adaptada (Verhelst, 2014).

Muitos questionamentos a respeito do uso do gás hidrogênio giram em torno do uso de células combustíveis. É necessária a lembrança de que as células precisam de matérias-primas de valor elevado, o que onera seu custo (Verhelst, 2014).

Esses e outros fatos justificam a utilização do gás hidrogênio presente em misturas gasosas, oriundas de processos de reforma catalítica embarcada de etanol. Além disso, embora haja considerável interesse na utilização do gás hidrogênio puro enquanto fonte limpa e renovável, ainda existem limitações a serem superadas, como sua baixa densidade, que exige o armazenamento em tanques ou cilindros com elevada pressão, sua elevada difusividade, que pode causar a substituição de ar atmosférico admitido por hidrogênio no coletor de admissão, levando a uma redução da eficiência volumétrica, e o elevado custo para sua obtenção e comercialização (Wang *et al.*, 2016).

2.3.4 Formação da mistura ar-combustível

A alimentação de combustível para os motores de combustão interna é realizada por meio de um sistema eletrônico de injeção. A função desse sistema é fornecer a quantidade de combustível adequada para a formação da mistura ar-combustível que entrará em combustão (Rodrigues Filho, 2014).

A mistura ar-combustível formada nos motores de combustão pode ser classificada como estequiométrica, rica ou pobre (Heywood, 2018).

A mistura estequiométrica é formada quando a quantidade de combustível fornecida ao motor é diretamente proporcional à quantidade de ar disponível no cilindro para combustão completa. Nesse tipo de reação, os produtos obtidos são dióxido de carbono (CO_2), água (H_2O) e gases inertes presentes no ar de admissão (N_2, principalmente) (Heywood, 2018).

A mistura rica é formada caso a quantidade de combustível injetada no motor seja maior que a quantidade de ar disponível no cilindro (Heywood, 2018).

A mistura é classificada como pobre quando a quantidade de combustível injetada no motor é menor que a quantidade de ar disponível no cilindro (Heywood, 2018).

O fator que expressa a relação entre razões de ar-combustível é denominado lambda (λ) e pode ser calculado segundo a Equação 13:

$$\lambda = \frac{\left(A/F\right)_{real}}{\left(A/F\right)_{est.}} \tag{13}$$

Quando o fator lambda, a razão ar-combustível estequiométrica da mistura e a vazão mássica de ar admitida no cilindro, $\dot{m}_{ar}$, são conhecidos, é possível determinar a vazão mássica de combustível, $\dot{m}_{comb}$, que deverá ser fornecida ao motor, conforme Equação 14 (Heywood, 2018):

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\lambda \,.\, \left(A/F\right)_{est.}} \tag{14}$$

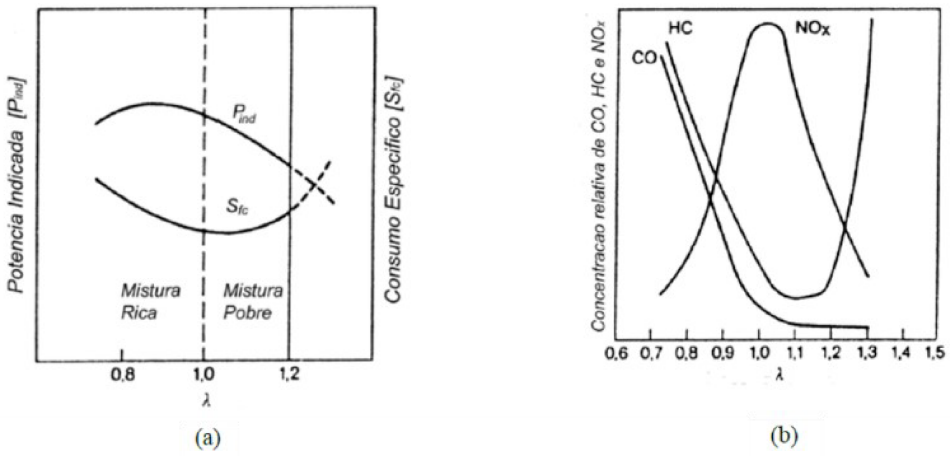
O fator lambda é um indicativo da operação do motor, em função da mistura utilizada.

Quando lambda vale um, $\lambda = 1$, sabe-se que se trata de mistura estequiométrica (Fontana; Galloni, 2010).

Quando lambda tem valores inferiores a um, $\lambda < 1$, indica-se mistura rica, e para mistura pobre o fator lambda é maior que uma unidade, $\lambda > 1$ (Fontana; Galloni, 2010).

A Figura 9 demonstra a influência do fator lambda nos parâmetros de desempenho (a) e nos níveis de emissões (b) de um motor de combustão interna de ignição por centelha.

Figura 9 - Influência do fator lambda nos parâmetros de desempenho (a) e nos níveis de emissões (b) de um motor de ignição por centelha



Fonte: Rodrigues Filho (2014).

2.4 INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL

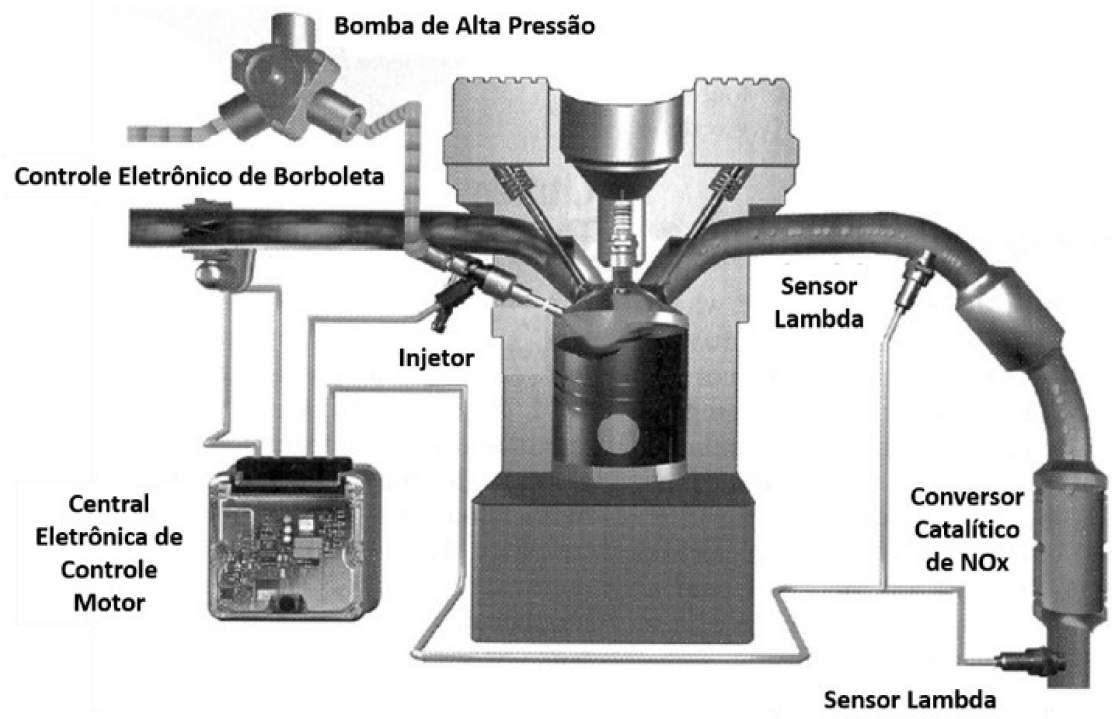
Para formação e injeção de mistura ar-combustíveis, dois sistemas podem ser citados: sistemas de injeção indireta (ou *port fuel injection* – PFI) e sistemas de injeção direta (ou *direct injection* – DI) (Baeta; Pontoppidan; Silva, 2015).

Para os sistemas PFI, há injeção de combustível nos dutos do coletor de admissão. Já nos sistemas DI, os injetores injetam o combustível diretamente na câmara de combustão (Heywood, 2018).

A primeira vez que um motor fez uso de injeção direta foi no ano de 1996, no Japão. A Mitsubishi foi a primeira a utilizá-lo em um motor a gasolina. A Figura 10

esquematiza o sistema de injeção direta produzido pela Bosch e utilizado na primeira versão dos motores de injeção direta (Zhao, 2010).

Figura 10 - Sistema de injeção direta desenvolvido pela Bosch



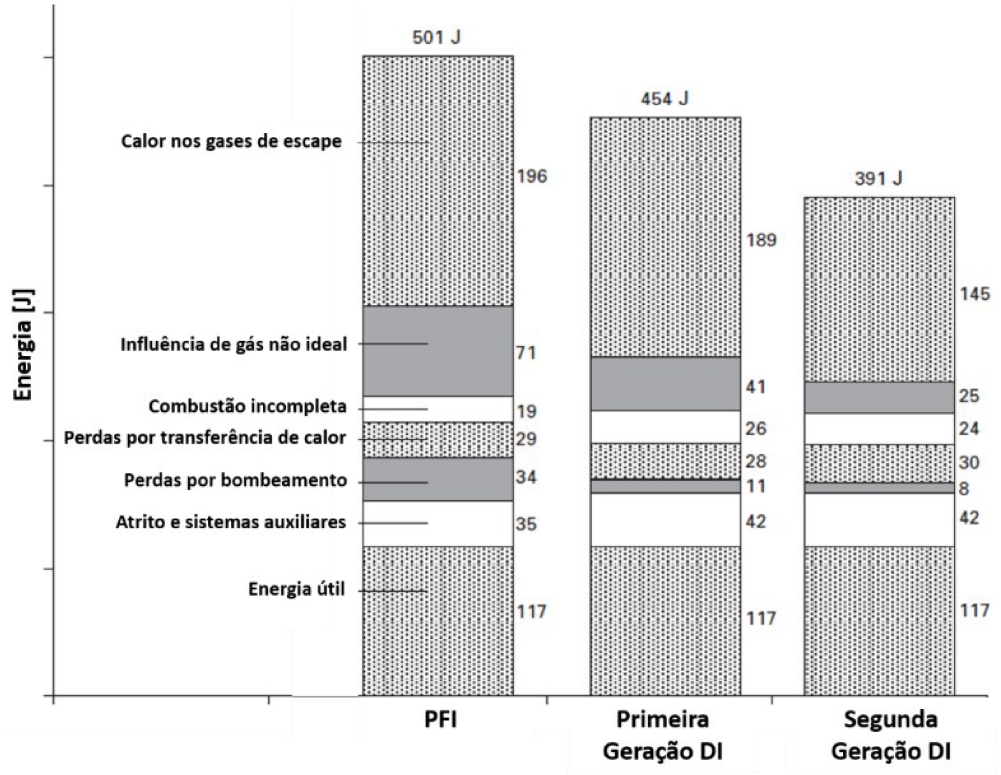
Fonte: Adaptada de Zhao (2010).

De acordo com Zhao (2010), pode-se citar como vantagens do uso de injeção direta de combustível: possibilidade de operação com uso de mistura pobre, que apresenta maior eficiência térmica, em função do expoente politrópico maior; resfriamento interno da câmara de combustão, em função do calor latente de vaporização do combustível, que reduz a tendência a detonação.

Assim, a razão volumétrica de compressão pode ser aumentada, fato que leva ao aumento da eficiência térmica do motor (Baeta; Pontoppidan; Silva, 2015; Pan; Shu; Wei, 2014).

A Figura 11 compara as perdas energéticas entre os sistemas de injeção indireta (PFI) e direta (DI – primeira e segunda geração).

Figura 11 - Análise das perdas energéticas entre os sistemas de injeção de combustível



Fonte: Adaptada de Zhao (2010).

2.5 FUMIGAÇÃO

A fumigação é uma técnica para suplementação de um combustível em um motor a combustão interna, sendo o combustível auxiliar atomizado junto ao ar, na admissão (Munsin *et al.*, 2015).

Esse sistema requer uma estrutura de alimentação independente, incluindo tanque ou combustível de combustível separado, injetor, linhas e controladores independentes.

Dentre as vantagens da fumigação, destacam-se:

a) mínimas alterações nas características originais do motor, já que o injetor é posicionado no sistema de admissão de ar e são necessários poucos ajustes de injeção de combustível;

b) flexibilidade de operação do motor, conforme necessidade de suplementação ou não, pois o sistema de fumigação é suplementar e pode ser desabilitado permitindo que o motor opere apenas com um combustível.

2.6 OBTENÇÃO DE GÁS HIDROGÊNIO E SUAS MISTURAS

As propriedades do gás hidrogênio e suas misturas gasosas são responsáveis pela melhoria da eficiência térmica e pela redução de níveis de emissão nos motores a combustão, gerando então economia de combustível (Greenwood *et al.*, 2014).

O Quadro 1 lista as benesses e os desafios relacionados ao uso do hidrogênio enquanto combustível.

Quadro 1 - Características do uso de hidrogênio como combustível

Propriedades	Benesses	Desafios
Elevada octanagem	Maior razão volumétrica de compressão	Controle de *knock*
Pequena distância para extinção da chama	Chama pode chegar próximo das paredes do cilindro	Pode gerar *backfire*
Baixa densidade	Se usado em misturas, tem sua densidade aumentada	Baixa densidade energética por volume
Ampla faixa de inflamabilidade	Permite combustão em misturas pobres	Combustão pobre pode gerar redução da potência

Fonte: Adaptado de Greenwood *et al.* (2014).

A Tabela 3 permite comparar o uso de hidrogênio a diesel, a gasolina e a etanol, no que diz respeito às propriedades desses combustíveis.

Tabela 3 - Comparativo entre as propriedades dos principais combustíveis disponíveis no mercado

Propriedades	Hidrogênio	Etanol	Gasolina	Diesel
Velocidade de chama (cm/s)	265-325	41	37-43	30
Temperatura de autoignição (K)	858	831	533-733	530
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	119,9	26,9	43,9	42,5
Número de octano	130	100-114	92-98	30

Fonte: Adaptada de Greenwood *et al.* (2014).

O hidrogênio pode ser utilizado em motores de combustão interna como combustível puro ou como combustível suplementar. Entretanto, a utilização de gás hidrogênio de elevada pureza enquanto combustível primário em um MCI pode reduzir a potência do motor em até 30%, devido à sua menor densidade (Karagöz *et al.*, 2015).

A alta difusividade pode causar a substituição de ar por hidrogênio no coletor de admissão, levando à redução da eficiência volumétrica (Raviteja; Kumar, 2015).

Além disso, a alta temperatura de chama do hidrogênio também gera o aumento das emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x).

As dificuldades referentes ao armazenamento do hidrogênio também retardam a ampla comercialização de motores movidos unicamente por esse combustível. Além disso, a utilização de hidrogênio puro em MCI gera comportamentos anormais de combustão, como pré-ignição e *backfire* (Wang *et al.*, 2016).

A pré-ignição descreve eventos de combustão que ocorrem no interior da câmara de combustão do motor, durante o curso de compressão, antes do início da combustão principal (Wang *et al.*, 2016).

O *backfire* descreve a combustão da carga ar-combustível no coletor de admissão ou na câmara de combustão durante o curso de admissão (Wang *et al.*, 2016).

Nesse contexto, tem sido sugerida a utilização de hidrogênio como um aditivo para os combustíveis tradicionais. O uso de hidrogênio como combustível suplementar em motores de combustão interna tem muitas vantagens, uma vez que se beneficia de propriedades físico-químicas positivas de ambos os combustíveis (Karagöz *et al.*, 2015).

2.7 REFORMA CATALÍTICA DE ETANOL PARA PRODUÇÃO DE MISTURAS GASOSAS RICAS EM HIDROGÊNIO

A produção de hidrogênio pode se dar por mais de uma forma, dentre elas a eletrólise, reações biológicas, gaseificação, pirólise de biomassa, reforma a vapor e oxidação parcial de hidrocarbonetos (Dincer; Acar, 2014).

Vários compostos, como metanol, gás natural e etanol já foram usados para a reforma a vapor com finalidade de obtenção de hidrogênio (Vizcaíno *et al.*, 2006). Entre esses, a reforma a vapor com etanol, mediante uso de catalisador apropriado, demonstra ser a maneira mais eficiente de produção de hidrogênio de forma renovável (Nikolaidis; Poullikkas, 2017).

Pelo fato de apresentar alto teor de hidrogênio, disponibilidade de matéria-prima para sua fabricação, fácil manuseio, armazenamento e segurança, o etanol pode ser considerado bastante atrativo para uso em processos de reforma catalítica que visem à obtenção de gás hidrogênio isolado ou suas misturas (Contreras *et al.*, 2014).

O uso de etanol mostra-se vantajoso, em função da redução dos gases liberados na queima de combustíveis fósseis, além de apresentar elevado índice de octanagem, alto calor de vaporização e baixa reatividade fotoquímica (Fierro *et al.*, 2005).

A logística de distribuição de etanol no Brasil também é destaque. Essa logística é realizada principalmente por meio de caminhões-tanque, que transportam o biocombustível das usinas até os pontos de venda. Além disso, há também a utilização de dutos para o transporte de grandes volumes de etanol entre regiões produtoras e consumidoras. É importante ressaltar que o Brasil é um dos maiores produtores e consumidores de etanol do mundo, o que torna a rede de distribuição desse biocombustível fundamental para o funcionamento do mercado de combustíveis no País (Brasil, 2021).

A produção de hidrogênio a partir do etanol pode ser realizada a partir da reforma a vapor, da reforma autotérmica ou da oxidação parcial não catalítica.

Essa reforma ocorre por meio da reação catalítica entre o etanol e a água. A atividade catalítica é um parâmetro crucial nas reações desse processo e trata-se da capacidade do catalisador converter etanol em hidrogênio gasoso (Arora *et al.*, 2021).

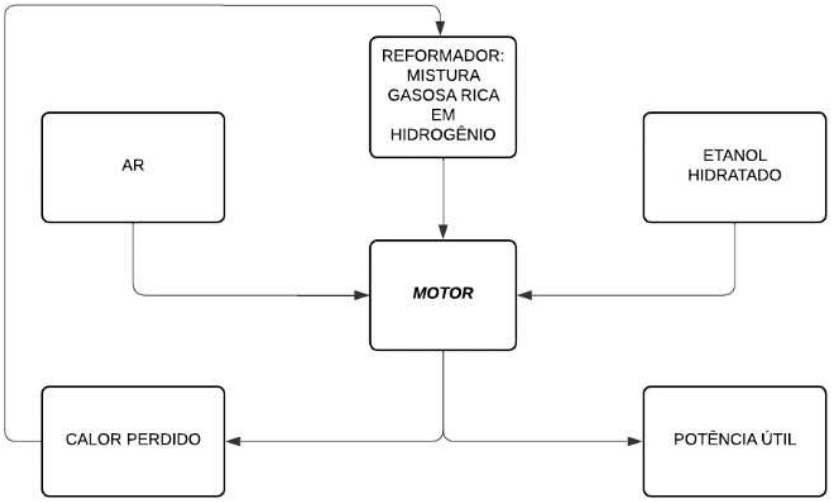
Nesse processo não é necessário o uso de etanol anidro, uma vez que a água é um correagente da reação, fator que diminui os custos na produção do hidrogênio (Vaidya; Rodrigues, 2006).

O processo de reforma a vapor do etanol é viável do ponto de vista termodinâmico, e existem alguns motivos que tornam a reforma viável desse ponto de vista (Liu *et al.*, 2022):

a) **Alta relação carbono/hidrogênio**: o etanol possui uma alta relação entre átomos de carbono e de hidrogênio, o que facilita a produção desse último na reforma a vapor.
b) **Temperatura e pressão ideais**: a reforma a vapor do etanol é realizada em altas temperaturas (geralmente acima de 800°C) e pressões moderadas, condições que favorecem a quebra das ligações químicas na molécula de etanol e a formação dos produtos desejados.
c) **Equilíbrio termodinâmico favorável**: a reação de reforma a vapor do etanol pode atingir um equilíbrio termodinâmico favorável, resultando em uma boa conversão de etanol em hidrogênio e outros produtos, sem a formação excessiva de subprodutos indesejados.

A reforma a vapor do etanol leva à obtenção de hidrogênio, monóxido de carbono, dióxido de carbono e metano como principais produtos, podendo gerar eteno, acetona, éter etílico, acetato de etila e acetaldeído também (Arora *et al.*, 2021). A Figura 12 esquematiza a proposta de implementação do reformador embarcado.

Figura 12 - Esquema de implementação do reformador embarcado



Fonte: Acervo da autora.

Em função de confidencialidade e possibilidade de registro de patente por parte do projeto que aportou esta tese, projeto este vinculado ao Rota 2030, iniciativa governamental que financia alternativas referentes à mobilidade sustentável, o presente trabalho reserva-se ao direito de não expor detalhes acerca do processo e catalisador que estão sendo desenvolvidos para o processo de reforma catalítica embarcada.

2.8 MISTURAS GASOSAS OBTIDAS A PARTIR DO PROCESSO DE REFORMA

O etanol representa, dentre os combustíveis líquidos, uma boa fonte de hidrogênio, já que pode ser produzido por meio de fontes de energia renováveis, como a cana-de-açúcar, além de apresentar menor toxicidade que o metanol e outros hidrocarbonetos (Fatsikostas; Verykios, 2005).

A reação global para a reforma a vapor do etanol produz 6 moles de gás hidrogênio e 2 moles de gás carbônico para cada mol de etanol consumido, como demonstrado pela Equação 15:

$$C_2H_5OH + 3H_2O \rightarrow 2CO_2 + 6H_2 \quad (15)$$

A Equação 15 é de natureza exotérmica e libera 171 $kJ.mol^{-1}$ e energia livre de Gibbs de 65 $kJ.mol^{-1}$. A termodinâmica da reação de reforma a vapor do etanol ocorre por duas formas de fornecimento de calor: uma externa e outra interna (Srisiriwat *et al.*, 2006).

Quando o calor é fornecido externamente, o combustível queima no intuito de fornecer o calor necessário à reação de reforma. Assim, quando o combustível é proveniente de gases não convertidos no processo de reforma, o processo é viável do ponto de vista econômico (Srisiriwat *et al.*, 2006).

Quando a reforma ocorre pelo fornecimento interno de calor, o ar é alimentado junto com etanol e água e o calor é fornecido pela combustão de uma fração de etanol (Srisiriwat *et al.*, 2006).

Há um entrave, em especial, envolvido nas várias reações presentes na reforma a vapor do etanol para células e combustível, que é a produção de monóxido de carbono (CO), pois este pode ligar-se ao centro reativo do catalisador e reduzir a conversão, funcionando então como um veneno (Cavallaro , Mondello e Freni, 2001).

Sendo assim, há um aumento de pesquisas por uso de catalisadores que transformem CO em CO_2 e que sejam seletivos para elevada produção de H_2 para o uso em células a combustível (Cavallaro , Mondello e Freni, 2001).

Para aumento da produção de hidrogênio e melhor aproveitamento energético, aplica-se a reforma autotérmica, também conhecida por reforma oxidativa do etanol. Nesse tipo de reforma, combina-se uma reação endotérmica de reforma com uma reação exotérmica de oxidação parcial do etanol em um mesmo reator, além da utilização de um mesmo catalisador (Cavallaro , Mondello e Freni, 2001).

A reforma autotérmica é proveniente das reações de reforma que se acoplam às reações de oxidação. Dessa forma, o calor resultante é nulo e há aumento na quantidade de água utilizada (Cavallaro , Mondello e Freni, 2001).

Em função de confidencialidade do projeto ao qual diz respeito esta tese, não serão mostrados mais detalhes a respeito do reformador que gerará a mistura gasosa utilizada no MCI.

2.9 MODELAGEM CINÉTICA DO PROCESSO DE COMBUSTÃO COM USO DE REDES NEURAIS

Os processos de combustão em motores de combustão interna movidos a centelha podem ser descritos, analisados e comparados por meio de suas propriedades cinéticas.

Tais propriedades permitem a análise de reações químicas em termos de velocidade, energia e mecanismo. Logo, comparando-se o resultado da modelagem cinética de combustão das misturas ar/combustível, é possível otimizar o processo e criar soluções para a redução do consumo específico de combustível, por exemplo, adicionando ou substituindo componentes nos combustíveis primários, como etanol e/ou gasolina.

Simulações computacionais 3D apresentam elevada demanda computacional por realizarem a associação de parâmetros geométricos de motores a inúmeras equações diferenciais que descrevem a velocidade das reações.

O número de espécies e etapas de reação cresce com o número de átomos de carbono no combustível, e assim são gerados mecanismos muito grandes e complexos. Neste e em outros casos, a descrição simplificada da cinética química é útil para aplicações práticas das ciências da combustão, uma vez que engenheiros/pesquisadores precisam conhecer o comportamento de sistemas que trabalham com combustível real (Araujo *et al.*, 2022).

Os modelos 1D possuem baixo custo computacional e boa predição de dados experimentais, sendo uma importante ferramenta de projeto, tanto para desenvolvimento de motores quanto para comparação de novos combustíveis ou aditivos (Araujo *et al.*, 2022).

Os modelos 1D necessitam ser acoplados a modelos 0D que descrevem a fração de massa queimada (MBF) em função do ângulo do virabrequim (°CA). Modelos matemáticos que descrevem o perfil de MBF permitem a modelagem do processo de combustão e do motor de maneira geral, através de ferramentas de simulação de motor 1D (Araujo *et al.*, 2022).

Existem outros modelos de previsão e otimização de motores disponíveis e usados atualmente, sendo o uso de Redes Neurais Artificiais (RNAs) uma importante ferramenta. Isso se dá pela sua capacidade de resolver problemas não lineares e generalizá-los a uma grande quantidade de situações (Salam *et al.*, 2020).

As Redes Neurais Articiais (RNAs) são estruturas computacionais de processamento paralelo, com funcionamento parecido ao do cérebro humano. Essas redes são capazes de reconhecer padrões não lineares por meio dos dados que lhes são apresentados, e assim se tornaram uma ferramenta aplicável a diversas áreas do conhecimento, incluindo as ciências exatas e engenharias (Haykin, 2008). Uma RNA é formada por um conjunto de nós interconectados que são usados para compreensão e solução de relações matemáticas, físicas e químicas complexas e não lineares (Araujo *et al.*, 2022).

Existem várias configurações para as redes neurais: conforme a topologia, o número de neurônios na camada implícita e na camada de saída, a quantidade de *inputs* e *targets*, o algoritmo de treinamento, a função de ativação na camada implícita e de saída, a quantidade de épocas para treinamento, a convergência desejada para o modelo, a função objetivo a ser minimizada e o valor mínimo de gradiente a ser atendido (Haykin, 2008).

Redes neurais têm sido aplicadas a problemas de engenharia em diversas áreas do conhecimento, como, por exemplo, na determinação de parâmetros em estudos cinéticos de combustão (Araujo *et al.*, 2021).

Nas redes neurais classificadas como *Multilayer Perceptron* (MLP), os neurônios são nós interconectados e estão organizados em camadas: camada de entrada, camadas ocultas e camada de saída (Araujo *et al.*, 2021).

O sinal inicial dá-se na camada de entrada e move-se para frente por meio das camadas ocultas. Nessas camadas ocorre o processamento dos estados dos neurônios, e as informações seguem então para a camada de saída (Araujo *et al.*, 2021).

2.10 ESTADO DA ARTE

O gás hidrogênio e suas misturas gasosas podem ser usados em motores de ignição por centelha como combustível primário ou como combustível suplementar/secundário. Como secundário, o hidrogênio ou suas misturas gasosas podem ser adicionados à gasolina, ao gás natural, ao etanol, ao biogás, ao diesel ou a outros combustíveis.

A adição de hidrogênio em motores de ignição por centelha leva ao aumento na velocidade de propagação de chama, o que leva à redução da duração da

combustão à medida em que o hidrogênio e suas misturas gasosas são adicionados (JI *et al.*, 2013; Wang *et al.*, 2010a).

A adição de hidrogênio costuma levar à redução de HC e CO quando se trata de emissões, em função da ausência de carbono em sua composição. Entretanto, sua elevada temperatura de queima aumenta a emissão de NO_x, o que pode ser mitigado mediante uma operação com regimes de mistura pobre (Jordan, 2012).

Purayil *et al.* (2023) investigaram a adição de gás hidrogênio na combustão, no desempenho, nas emissões e nas variações cíclicas sob diferentes vazões volumétricas de gás (2, 5, 8, 11 e 14 litros por minuto). A investigação foi realizada com uso de um motor monocilíndrico e injeção direta de gasolina. Os experimentos foram executados para quatro diferentes velocidades de motor: 1000, 1500, 1750 e 2000 rpm, com quantidades variadas de injeção de gasolina de 5, 5,5 e 6 mg. Todas as condições de testes foram limitadas/interrompidas pelo limiar da ocorrência de detonação. Observou-se que a introdução do hidrogênio aumentou a energia total de entrada, resultando em diminuição da participação da gasolina. A 1000 rpm, a vazão de hidrogênio foi limitada, devido à ocorrência de detonação. O consumo específico diminuiu com o aumento da vazão de hidrogênio. A redução máxima no consumo foi observada em baixas velocidades do motor, com menor quantidade de gasolina injetada. A eficiência térmica aumentou com a adição de hidrogênio. Esse aumento foi observado para todas as vazões hidrogênio. A pressão no cilindro também aumentou diante da vazão de hidrogênio. A adição de hidrogênio elevou as emissões de NO_X e CO_2 e reduziu as emissões de CO.

Assad e Penazkov (2023) desenvolveram um estudo experimental que utilizou a injeção de gás hidrogênio, com variação entre 0 e 20% v/v, em um motor multicilíndrico movido a gasolina, enquanto combustível primário. Foram avaliadas a pressão máxima no cilindro, a temperatura de combustão, o *ignition delay* (atraso de ignição) e as emissões dos principais poluentes derivados do processo de combustão. A velocidade utilizada para os experimentos variou entre 740 e 3800 rpm, além de lambda, que variou entre 0,94 e 2,5, para que fossem varridas condições de misturas ricas, pobres e estequiométricas. Quanto ao fenômeno de detonação, notou-se que a propensão de uma mistura gasolina-hidrogênio-ar detonar no motor depende significativamente da variação de lambda, sendo que esse fenômeno ocorre com uma grande adição de hidrogênio (mais que 15%) e misturas enriquecidas (lambda < 0,95). A tendência de detonação diminui com o aumento de lambda e praticamente

desaparece na região de misturas pobres, sobretudo quando lambda transita entre 1,2 e 1,55. A pressão máxima no cilindro aumentou em até 19% (mediante adição de 20% de hidrogênio), ao mesmo tempo que houve aumento de 413ºC na exaustão, quando comparados ao uso de gasolina como combustível único. Assad e Penazkov (2023) atestaram também o aumento das emissões de NO_x à medida que H_2 é introduzido no processo, e isso se deve à alta temperatura de combustão do gás hidrogênio. Como medidas mitigadoras para o crescimento das emissões de NO_x, os autores enriqueceram a mistura ar-combustível primário (gasolina) com 30% v/v de etanol e refizeram os testes utilizando apenas misturas pobres. Assim, verificou-se que a adição de etanol à gasolina, combinada ao uso de porcentagem de 20% de gás, bloqueou o aumento da emissão de óxido nítrico, principalmente quando lambda ultrapassa o valor de 2,0.

Karagöz *et al.* (2019) realizaram testes com gasolina como único combustível em um motor monocilíndrico a plena carga e a velocidades de 3100, 3200, 3300, 3400 e 3450 rpm. Os autores utilizaram os resultados obtidos nesses testes para o desenvolvimento e validação de um modelo unidimensional para combustão de gás hidrogênio, por meio do *software* AVL-Boost®. Após a validação do modelo de combustão para hidrogênio, foram realizadas comparações de emissões, de pressão no cilindro e de taxa de liberação de calor para uso de gasolina adicionada de hidrogênio. Por meio das comparações, os autores notaram valores irrelevantes para aumento nas emissões de monóxido de carbono e hidrocarbonetos, mas aumento significativo nas emissões de NO_x. Para investigar e mitigar as emissões de NO_x, foram realizados novos testes via *software*, com uso de mistura pobre para hidrogênio, o que resultou na redução drástica das emissões de óxidos de nitrogênio. Importante destacar que os testes foram realizados levando-se em consideração a máxima pressão média efetiva e o tempo de ignição avançado, o que gerou aumento da proporção de excesso de ar e do hidrogênio, em função da combustão mais lenta.

Já Naruke *et al.* (2019) realizaram adição de hidrogênio a gasolina para investigar resultados desse tipo de mistura no processo de combustão. Os autores realizaram testes em motor multicilindro, a plena carga, com razão volumétrica de compressão 15:1 e coeficientes lambda de 1,80, 1,84, 1,89, 2,04 e 2,28 combinados a frações de hidrogênio de 2%, 4%, 10% e 20%, respectivamente. Todos os testes foram realizados à velocidade única de 2000 rpm. Para coeficiente lambda de 1,8, a eficiência térmica indicada no limite de detonação foi melhor. Nesse caso, os testes

foram realizados com adição de frações de hidrogênio de 2% e 4%, o que indica relevante eficácia de adição de hidrogênio, mesmo em condições de mistura muito pobre. A adição de hidrogênio alcançou máxima eficiência térmica no momento da ignição, quando o limite de detonação foi obtido em lambda 2.04 e fração de hidrogênio de 10%.

Su *et al.* (2018) realizaram a investigação experimental de melhorias na combustão de um motor rotativo naturalmente aspirado sob duas velocidades (2400 e 4500 rpm), utilizando adição de hidrogênio (99,99% de pureza) ao processo de combustão em diferentes frações, via sistema de injeção eletrônica. A gasolina e o hidrogênio são injetados de acordo com o sinal do módulo de controle eletrônico integrado, que é conectado a um computador central. Os controles de frações de ar e hidrogênio ajustam as taxas de injeção de hidrogênio e gasolina. O hidrogênio foi utilizado em frações, variando entre 0% e 6% em volume. Ao final dos testes, foi possível concluir que a rotação do eixo de 4500 rpm, associada a avanços de ignição, de aumento das percentagens de hidrogênio e de utilização de misturas pobres, são benéficos ao alcance de máxima eficiência térmica.

Greenwood *et al.* (2014) realizaram uma investigação experimental com o objetivo de observar os efeitos do enriquecimento de hidrogênio em etanol para condições de combustão “ultrapobres”, com lambda variando entre 1,5 e 2,1, em um motor de combustão interna a centelha, com 2 cilindros e 0,745 L de volume deslocado total. O estudo foi realizado com velocidade fixa de 3000 rpm e misturas de hidrogênio com três diferentes concentrações volumétricas: 0%, 15% e 30%. Foram coletados dados para cálculo de emissões de NO e HC, de potência, de temperatura dos gases de escape, de eficiência térmica, de eficiência volumétrica, de consumo específico de combustível e de curvas de fração de queima. Com os testes, foi possível verificar que o enriquecimento de etanol com frações de hidrogênio tem capacidade de reduzir NO_x e acelerar o processo de combustão. Os experimentos mostraram que operar com 15% e 30% de hidrogênio em volume reduziu as emissões de NO_x do motor em mais de 95%, em comparação com a operação estequiométrica com gasolina. Essa redução pode possibilitar uma alternativa às tecnologias atuais de redução de NO_x. A potência, a eficiência térmica e a eficiência volumétrica não foram significativamente afetadas pela mistura de hidrogênio, no entanto, a adição de hidrogênio permitiu um aumento no limite operacional com uso de mistura pobre, o que ajudou a reduzir ainda mais as emissões de NO_x, sem redução de potência e sem perda de eficiência térmica.

Zhang *et al.* (2016) investigaram experimentalmente o efeito da adição de hidrogênio nas características de combustão e de emissões de um motor movido a etanol. Os autores destacam que a alta inflamabilidade do etanol pode fazer com que o motor apresente altas variações cíclicas sob condições de combustão com uso de misturas pobres. A adição de hidrogênio é útil para resolver esse problema. Os testes foram realizados em motor a centelha de 1,6 L, operando à velocidade única de 1400 rpm, com borboleta totalmente aberta (*Wide Open Throttle* – WOT), e misturas pobres com lambdas de até 1,49. Foram testadas duas condições: 1) sem hidrogênio adicionado; 2) com adição de hidrogênio, à concentração volumétrica de 3%. Para que hidrogênio e etanol fossem misturados antes da injeção, quatro injetores para gases foram montados no motor. Durante o experimento, a pressão de injeção de hidrogênio foi mantida em 3 bar. O hidrogênio usado nesse teste é de pureza de 99,99%. Uma unidade de controle eletrônico híbrido foi desenvolvida para regulação dos pulsos de injeção de hidrogênio e etanol, bem como o tempo de ignição. Concluiu-se que a adição de hidrogênio é eficaz na redução de variação cíclica do motor e aumenta a extensão do limite de queima pobre, em função da alta inflamabilidade e da alta velocidade de chama do hidrogênio. Isso fornece a possibilidade de operar o motor e controlar sua carga com ajuste de lambda. Além disso, o motor a etanol com mistura de hidrogênio a 3% poderia obter maior eficiência térmica do que o motor a etanol puro. A adição de hidrogênio ajuda a melhorar a pressão média efetiva apenas em condições de queima pobre. Sob condições de queima pobre, as emissões de HC e CO são reduzidas, mas as emissões de NO_x aumentam após a adição de hidrogênio. Esse problema precisa ser mitigado. Os mesmos autores, Zhang *et al.* (2017), realizaram uma investigação experimental utilizando a combinação de n-butanol e hidrogênio, no lugar de etanol. Nesse teste, a pressão e a rotação do eixo foram mantidas respectivamente em 61,5 kPa e 1400 rpm. Os testes foram realizados em motor S.I. 1,6 L, de carga parcial, e misturas pobres com lambdas de até 2,1. Foram testadas duas condições: 1) butanol sem hidrogênio adicionado; 2) butanol com adição de hidrogênio, à concentração volumétrica de 3%. Os resultados experimentais mostraram que a eficiência térmica foi aumentada e o limite de queima com misturas pobres foi estendido após a adição de hidrogênio. Além disso, em comparação com a combustão de butanol puro, o enriquecimento de hidrogênio permite que o motor tenha redução do atraso de ignição. CO e HC do motor foram reduzidos pela adição de hidrogênio. NO_x reduziu quando lambda aumentou. Isso sugere que o NO_x do

motor de butanol enriquecido com hidrogênio também poderia ser controlado por combustão com misturas pobres.

Catapano *et al.* (2015) realizou uma investigação experimental com o objetivo de observar as emissões e o desempenho de um motor monocilíndrico opticamente acessível com injeção tipo indireta/PFI. O motor foi operado com gasolina, etanol, metano e uma mistura de hidrogênio em metano. As medidas ópticas foram realizadas para analisar o processo de combustão com alta resolução espacial e temporal. Os testes foram realizados com motor em rotação constante de 2000 rpm e condição estequiométrica para a combustão. Medições de CO, CO_2, HC, O_2 e NO_x foram realizadas na exaustão por analisador de gás. Verificou-se que a velocidade de propagação de frente de chama do etanol é semelhante à da gasolina. O metano tem a menor velocidade de propagação de chama, e valores mais altos foram verificados quando se adicionou 20% v/v de hidrogênio, que acelera o processo de combustão. Medições espectroscópicas destacaram que a emissão do radical “OH” aumenta significativamente com a adição de hidrogênio ao metano, contribuindo para a melhoria da velocidade de chama laminar. Os dados de consumo de energia mostraram a combustão mais eficiente para o etanol em relação à gasolina, em função do seu maior teor de oxigênio. As emissões de CO e CO_2 também foram menores e evidenciam a combustão mais eficiente com uso dos combustíveis alternativos. Por outro lado, as emissões de NO_x foram maiores para o etanol em relação à gasolina, devido ao maior teor de oxigênio.

Wang *et al.* (2010b) investigaram experimentalmente o desempenho de um motor de combustão a centelha movido a etanol, enriquecido com hidrogênio, em condições de marcha lenta e mistura estequiométrica. O experimento foi realizado em um motor de 1,6 L modificado e equipado com um sistema de injeção para hidrogênio. O etanol foi injetado com uso do sistema de injeção de gasolina do motor original. Uma ECU híbrida foi adotada para controlar a abertura e o fechamento dos injetores de hidrogênio e etanol. O motor foi abastecido primeiro com etanol puro e, em seguida, a fração volumétrica de hidrogênio no gás de admissão foi gradualmente aumentada. Os resultados dos testes mostraram que a adição de hidrogênio foi eficaz na redução de variações cíclicas e melhoria da eficiência térmica indicada de um motor a etanol em marcha lenta. A eficiência térmica aumentou em 20%, quando a fração de volume de hidrogênio na entrada aumentou de 0% para 6,38%. Ambos os períodos de desenvolvimento e propagação da chama foram encurtados com o aumento da razão

de mistura de hidrogênio. As emissões de HC e CO foram reduzidas com o aumento da fração de mistura de hidrogênio. A emissão de acetaldeído do motor a etanol enriquecido com hidrogênio é menor do que a do motor a etanol puro. No entanto, a adição de hidrogênio tendeu a aumentar as emissões de NO_x do motor a etanol em condições de marcha lenta e estequiométrica.

Fan *et al.* (2018) realizaram uma investigação numérica ao analisar o efeito da estratégia de injeção de hidrogênio na formação da mistura e no processo de combustão em um motor rotativo alimentado com misturas compostas por gás natural e hidrogênio. Os dois principais fatores considerados foram o tempo de injeção de hidrogênio e a duração da injeção de hidrogênio. Os resultados da simulação indicaram que, para a formação da mistura, em termos de hidrogênio, o ângulo 390°CA (*Before Top Dead Center* – BTDC) é um “divisor de águas”. Quando a ignição ocorre antes de 390°CA (BTDC), as mudanças na posição de injeção do hidrogênio têm pouco efeito sobre a distribuição do hidrogênio no momento da ignição. A distribuição de hidrogênio é uniforme em toda a câmara de combustão. No entanto, quando o ângulo está localizado após 390°CA (BTDC), com retardo de ignição, há um aumento no fenômeno de estratificação do hidrogênio e mais hidrogênio distribui-se no meio e atrás da câmara de combustão no momento da ignição. Na posição de 360°CA (BTDC), com duração de combustão de hidrogênio estendida, mais hidrogênio distribui-se na parte de trás da vela de ignição.

Zhang *et al.* (2021) trataram de um processo de combustão pobre, que tem o potencial de alcançar maior eficiência térmica para motores de combustão interna. Os autores fazem uso de um motor de ignição a centelha de 1,6 L. Antes do experimento, quatro injetores de hidrogênio foram montados no motor. Durante o experimento, a pressão de injeção de hidrogênio foi mantida em 3 bar. O hidrogênio usado nesse teste tem uma pureza de 99,999%. Uma ECU híbrida foi desenvolvida para controlar os pulsos de injeção de hidrogênio e etanol, bem como o avanço de injeção. Nesse teste, o motor foi operado a uma velocidade de 1400 rpm e com válvula completamente aberta (WOT). As frações volumétricas de hidrogênio na entrada foram respectivamente 0% e 3%. Para um determinado nível de mistura de hidrogênio, a quantidade de etanol injetado foi reduzida para permitir que o motor funcionasse em condições pobres. Os resultados mostraram que a eficiência do motor foi melhorada com a mistura de hidrogênio. A maior eficiência térmica foi melhorada em até 6,07% após a mistura de 3% de hidrogênio ser adicionada ao ar na admissão. A adição de

hidrogênio pode aumentar o torque do motor em condições pobres. As perdas na exaustão foram reduzidas após o enriquecimento com hidrogênio. A adição de hidrogênio contribuiu para o aumento do limite de combustão pobre. As emissões de HC e CO foram reduzidas, enquanto as emissões de NO_x foram aumentadas após a mistura de hidrogênio. Zhang *et al.* (2023) também executaram uma simulação e uma análise numérica para um processo de combustão de um motor de ignição por centelha alimentado a amônia, para investigar os efeitos da adição de gás reformado rico em hidrogênio nas características de combustão e emissões do referido motor. O modelo de geometria tridimensional foi carregado para um motor movido a gás natural de ignição por centelha de quatro tempos. As simulações foram executadas para uma única rotação, de 1362 rpm e lambda 0,8, 0,9, 1,0, 1,1 e 1,2. Foram avaliados: pressão no cilindro, duração da combustão, potência, eficiência térmica indicada e emissões. O modelo CFD tridimensional do motor movido a amônia foi estabelecido via CONVERGE®. Enquanto resultados, o aumento do enriquecimento de hidrogênio gerou adiantamento no início da combustão e aumento do valor de pico da pressão no cilindro e da taxa de liberação de calor. Observou-se que os limites de inflamabilidade dos motores movidos a amônia são estendidos em função da adição de gás reformado rico em hidrogênio. Quanto a emissões, houve redução global na emissão de gases, sobretudo dos NO_x para combustão empobrecida.

Ayad (2019) consideraram que o etanol é de particular interesse como uma opção de combustível renovável no motor de combustão interna, apesar das desvantagens, quando comparado à gasolina. A adição de hidrogênio ao etanol pode “remediar” as desvantagens associadas ao etanol, mantendo os benefícios do uso de combustíveis renováveis. O trabalho apresenta um estudo experimental e numérico de um motor turboalimentado a etanol operando enriquecido a hidrogênio em condições estequiométricas. O motor a combustão interna utilizado para essa pesquisa é um de 2,0 L, 4 cilindros, ignição a centelha e turboalimentado. Foi utilizada uma ECU convencional, um medidor de vazão acoplado ao sistema e um computador. Os testes foram realizados a uma rotação do motor única de 3500 rpm. Foram utilizados 25, 50, 75 e 100% da potência nominal do motor de 72 kW. A vazão de hidrogênio foi controlada, de modo a manter combustão estequiométrica. Quanto às simulações, o AVL Boost® foi usado para simular o ciclo do motor nesse estudo. Em tal pesquisa, assume-se que o fluido de trabalho atua como um gás ideal. A abordagem usada nesse artigo usou a configuração experimental e condições de

operação como entrada. Além disso, os resultados experimentais foram usados para validação do modelo. Ao final das comparações entre resultados teóricos e experimentais, concluiu-se que o hidrogênio permitiu que os motores de ignição por centelha alcançassem menor consumo de específico, melhor desempenho e emissões menores. Após a devida calibração, a simulação-modelo foi criada e mostrou-se uma ferramenta adequada para prever o desempenho do motor a ignição operando com enriquecimento de hidrogênio, e então reduzir o número total de testes experimentais necessários para alinhar os motores que operam com esta mistura de combustível.

Prasad *et al.* (2021) mostram em seu estudo a combinação de metanol e hidrogênio, que são consideráveis para atender às necessidades econômicas e ambientais do momento, sendo que o hidrogênio, com as melhores características de combustão, compensa as desvantagens do metanol como combustível. Os testes experimentais foram desenvolvidos por meio da modificação de um motor de combustão monocilíndrico estacionário, refrigerado a água e naturalmente aspirado. A injeção utilizada foi do tipo fumigação. Nessa investigação, o enriquecimento de hidrogênio em metanol mostrou uma melhoria significativa no desempenho e na combustão: as emissões globais foram reduzidas substancialmente. O aumento no enriquecimento de hidrogênio mostrou um aumento em eficiência térmica e potência, além da redução do consumo de combustível. O aumento percentual de eficiência térmica varia entre 20 e 30%, além de se verificar que hidrogênio adicionado além de 12,5% afeta a eficiência volumétrica e, portanto, o desempenho do motor é reduzido. As emissões de CO, HC e CO_2 são reduzidas entre 30 e 40%, no entanto, há um aumento na temperatura do cilindro, devido à combustão ligeiramente mais rápida, quando hidrogênio é adicionado.

Amrouche *et al.* (2016) realizaram uma investigação experimental sobre os efeitos da adição de hidrogênio industrial (99,95% de pureza) a etanol tipo E100 em motor rotativo tipo Wankel, operando os testes em regime de combustão empobrecida. Os experimentos foram realizados para verificação do comportamento de consumo de combustível, emissões de hidrocarbonetos e monóxido de carbono. Para realização dos testes, foi utilizado um motor com único rotor, em regime WOT e com velocidade única de 3000 rpm. As provas foram executadas com uma variação de 0 a 5% de hidrogênio adicionado na fase de admissão de combustível, e *lambda* de 1,7. Foi verificado que a adição de hidrogênio reduziu a variação da covariância

(CoV), gerando estabilidade no uso de misturas pobres. Além disso, houve redução do MBF 10-90 (deslocamento angular do virabrequim para que 80% da fração seja queimada, desconsiderando 10% inicial e final). Por fim, foi constatada a redução de emissões globais de hidrocarbonetos, monóxido e dióxido de carbono, quando comparados aos resultados obtidos a partir do uso de etanol puro no processo de combustão.

Gonca *et al.* (2022) reportaram o comportamento do processo de combustão em um motor de ignição por centelha mediante adição de biocombustíveis (hidrogênio liquefeito, metano, butano e propano) a combustíveis primários (gasolina, etanol, metanol, isoctano, benzeno, tolueno e hexano). Um modelo computacional de duas zonas é proposto para a simulação de combustão binária. Parâmetros como pressão média efetiva indicada (*indicated mean effective pressure* – IMEP) e eficiência térmica do motor foram obtidos. A IMEP das misturas aumenta com o aumento das proporções de butano e propano adicionados aos combustíveis primários. Entretanto, seu valor diminui com o aumento da proporção de hidrogênio e metano para misturas com etanol e metanol. Existem proporções ótimas para adição de aditivos em motor ensaiado com uso de gasolina, benzeno, hexano, isoctano e tolueno. A potência de saída e o IMEP aumentaram para uma proporção específica de hidrogênio e metano, e começam a diminuir com o aumento da proporção dos biocombustíveis adicionados. A taxa máxima de aumento observada é de 82,59% para a combustão da mistura tolueno-hidrogênio. A taxa máxima de redução de potência de saída e IMEP é de 10,84% com a combustão da mistura metanol-hidrogênio. A eficiência térmica do motor alimentado a gasolina, benzeno, isoctano, tolueno, etanol e misturas de metanol com butano, metano e propano aumenta com o aumento das proporções dos biocombustíveis adicionados. Já a eficiência térmica do motor alimentado com misturas de hexano aumenta até uma determinada proporção de propano e metano e começa a diminuir com o aumento da proporção do aditivo. A eficiência térmica do motor alimentado com gasolina, hexano, isoctano, etanol e metanol diminui com o aumento da proporção de hidrogênio. A taxa máxima de aumento da eficiência térmica é de 26,75% com a combustão da mistura benzeno-hidrogênio. A taxa máxima de redução é de 29,71% com a combustão da mistura metanol-hidrogênio.

Jhang *et al.* (2020) promoveram um estudo em que o hidrogênio é utilizado como aditivo de uma mistura de gasolina e bioetanol (etanol obtido a partir da fermentação de resíduos vegetais), já que promove a oxidação e diminui os

componentes poluentes durante o processo de combustão. Nesse trabalho, o objetivo foi investigar a quantidade de emissões de poluentes, consumo de combustível e emissões de gases de efeito estufa de um veículo operando com mistura gasolina-bioetanol e hidrogênio. Os testes foram realizados utilizando-se o procedimento de teste FTP-75 em um dinamômetro de rolo alimentado por gasolina convencional (G0) e várias misturas de gasolina e bioetanol (gasolina que contém 3%, 6% e 10% de bioetanol, respectivamente). Os resultados mostraram que a adição de hidrogênio à mistura gasolina-bioetanol (E6 e E10) melhora a velocidade de difusão, beneficiando a combustão completa da mistura ar-combustível. Foram registradas reduções significativas de CO, HC e NO_x. Foram obtidas reduções de 1,19 e 1,10% no consumo de combustível para E6 e E10, respectivamente, com adição de hidrogênio. Do ponto de vista ambiental, o E10 com e sem adição de hidrogênio deve ser considerado, pois o resultado das emissões de gases de efeito estufa apresentam uma redução significativa, em comparação ao combustível de base (G0).

Ma *et al.* (2010) investigaram o efeito de várias vazões de hidrogênio, em misturas de combustíveis tipo HCNG (gás natural comprimido enriquecido com hidrogênio), no desempenho e nas características de emissão em condições de operação com borboleta aberta (WOT), usando um motor de ignição por centelha movido a gás natural e turboalimentado. Os dados experimentais foram obtidos em frações de hidrogênio adicionado em 0%, 30% e 55% em volume, e foram conduzidos sob diferentes razões de misturas pobres, em condições de operação MBT. Constatou-se que a adição de hidrogênio pode reduzir significativamente as emissões de CO, CH_4, e a emissão de NO permanece em um nível aceitável quando o tempo de ignição é otimizado. Para um mesmo lambda em mistura pobre, à medida que mais hidrogênio é adicionado, a potência, as temperaturas de exaustão e a pressão máxima do cilindro diminuem lentamente até que o valor-limite de detonação inferior (LDI) da mistura permaneça inalterado com o enriquecimento de hidrogênio. Além disso, o período inicial de desenvolvimento da chama e a duração da propagação da chama são ambos mais curtos, e a eficiência térmica indicada e a taxa máxima de liberação de calor aumentam com mais adição de hidrogênio.

Biffiger e Soltic (2015) mostraram os efeitos de diferentes estratégias de injeção de metano, hidrogênio e metano enriquecido com hidrogênio em um motor monocilíndrico de ignição a centelha. A adição de hidrogênio ao metano leva a uma melhor estabilidade de combustão de motores, devido à cinética química acelerada,

especialmente em misturas pobres. Foram utilizadas misturas de metano e hidrogênio (pré-misturadas), injeção de metano e pequenas quantidades de hidrogênio (injetado direto) para comparação. A injeção de metano (por injeção direta) foi estudada para distinção entre reações químicas e efeitos de fluxo. A injeção direta variou em termos de direção espacial, tempo de injeção e participação no combustível total. Relatou-se que o retardo de ignição pode produzir uma vantagem significativa, devido ao aumento da turbulência ou à estratificação de carga. Também é verificado que a extensão dos limites pobres pela injeção direta de quantidades comparativamente pequenas de metano é muito semelhante à extensão do limite pobre usando adição de hidrogênio.

Ji *et al.* (2013) realizaram uma investigação numérica em um motor de ignição a centelha, em operação com uso de gasolina misturada a hidrogênio com concentrações entre 3 e 6% v/v. Percebeu-se que a pressão de combustão aumenta com o aumento da fração de hidrogênio, em função da sua alta temperatura de queima. Entretanto, a adição de hidrogênio promove redução da duração da combustão, em função de sua alta velocidade de propagação de chama. Logo, há potencial da adição de hidrogênio em melhorar a eficiência e o desempenho de motores de ignição por centelha, embora tenha sido observado aumento das emissões de NO_x por meio de seu mecanismo de formação. A produção embarcada de hidrogênio torna-o ainda mais atrativo.

A produção embarcada de hidrogênio ocorre por sistemas de eletrólise a bordo, por exemplo, como aquele utilizado por Almeida, Sales e Sodré (2015). Esses autores desenvolveram e utilizaram um sistema para produção de pequenas quantidades de hidrogênio em um motor *flex fuel,* operado em regime de marcha lenta e carga parcial. O referido motor operou com etanol e gasolina. A adição de hidrogênio promoveu redução de consumo específico de combustível (*Indicated Specific Fuel Consumption* – ISFC) e as emissões de CO e CO_2. Entretanto, foi observado aumento de NO_x e hidrocarbonetos não queimados. As quantidades de H_2 não foram adequadas para operação estável em regime nas condições testadas.

Morales *et al.* (2016) propuseram estratégia de produção embarcada e fornecimento de gás hidrogênio a um motor de combustão interna a centelha, operando com uma mistura de 10% de etanol e 90% de gasolina. Resultados das primeiras simulações executadas pelos autores indicaram que a economia de combustível poderia chegar a 23% se a fração de massa do hidrogênio não ultrapassasse um valor ótimo entre 6 e 7%, de maneira que não houvesse redução da

eficiência volumétrica. Os autores realizaram testes experimentais usando essa metodologia para controle. Devido às limitações do equipamento, o motor funcionou sem carga. O estudo mostrou que o enriquecimento poderia reduzir o consumo de gasolina em até 15%. Esses testes contribuíram de maneira significativa, ao permitirem relações matemáticas do esquema de controle utilizado para adição do combustível. Essas relações não dependem do tamanho ou da carga do motor, mesmo assim são necessários um sensor de fluxo de massa de ar na admissão e um sensor de oxigênio no sistema de exaustão.

Cervantes-Bobadilla *et al.* (2018) também desenvolveram um controlador para a produção de gás hidrogênio e a aplicação em um motor de ignição por centelha a gasolina. Esse motor operou sem carga. O sistema de produção de hidrogênio foi um sistema eletrolisador de água. O controlador desse trabalho é contínuo e visa regular a produção de hidrogênio para atender às demandas do motor. Assim, os autores projetaram e implementaram um controle preditivo de modelo (*model predictive control* – MPC) e um controle derivativo integral proporcional (*proportional integrative derivative* – PID) combinados a uma rede neural artificial para controlar a produção sob demanda de hidrogênio. Os autores notaram que a gasolina enriquecida com hidrogênio demonstrou aumento das eficiências térmica e de combustão em 4% e 0,6%, respectivamente, e ganho de potência de saída em 0,545 kW. Os aumentos e o ganho foram obtidos sem modificações no motor, o que indica que a adição de hidrogênio pode melhorar as características de motores existentes.

Al-Harbi *et al.* (2022) investigaram os efeitos do uso de misturas etanol-gasolina hidratada e adição de gás de síntese nas emissões de NO_x e no consumo de combustível em condições de combustão pobres e ultrapobres (ou seja, para razões ar/combustível (λ) de 1,13, 1,26 e 1,46) com uso de motor a ignição por centelha. O motor foi abastecido com gasolina proveniente da Arábia Saudita (de *Research Octane Number* (RON) 91), misturada a 5% e 10% de etanol hidratado contendo diferentes concentrações de água (5%, 10%, 30% e 40%). Um reformador de combustível de plasma foi empregado a bordo para a produção de gás de síntese rico em hidrogênio por meio da oxidação parcial da gasolina. Os resultados do trabalho revelaram efeito positivo para operações em regime de mistura empobrecida, usando misturas de etanol hidratado com gasolina na redução das emissões de NO_x. Além disso, as emissões de NO_x diminuíram com o aumento da relação ar/combustível no alcance de condição de mistura ainda mais pobre. Em contrapartida, o consumo de

combustível aumentou à medida que houve aumento do empobrecimento da mistura, de λ = 1,13 para λ = 1,46. A adição de gás de síntese à mistura de combustível em condições pobres resultou em redução adicional das emissões de NO_x, mas aumentou o consumo de combustível. Foi possível concluir que até 4% de enriquecimento de água na mistura de gasolina hidratada pode efetivamente aumentar a eficiência térmica do motor e reduzir as emissões de NO_x.

Park *et al.* (2010) realizaram um estudo experimental que investigou a influência de hidrogênio em uma mistura comercial composta por etanol e gasolina no desempenho de um motor SI, sua eficiência térmica e suas emissões. As características de combustão com enriquecimento de hidrogênio produzido a partir de processo de reforma oxidativa de etanol foram examinadas. O etanol possui excelentes qualidades antidetonantes, devido ao seu alto número de octanas e alto calor latente de evaporação, o que torna menor a temperatura do coletor de admissão. Além do efeito do calor latente de evaporação, a diferença nos produtos de combustão, em comparação à gasolina, diminui ainda mais a temperatura do processo, reduzindo assim a perda de calor de resfriamento. O motor usado para esse estudo é um motor usado pela Hyundai na Coreia. O sistema de motor usado nesse experimento é um multicilindros comercial, que é um motor a gasolina de injeção multiponto de 2 L. Uma mistura comercial de combustível é usada como referência, e o E85 refere-se a uma mistura de 15% gasolina e 85% etanol em volume. Para investigar a influência do gás enriquecido com hidrogênio, foi usado gás reformado simulado (SRG) fornecido por uma série de tanques SRG comprimidos. O SRG é uma mistura de H_2, CO, CO_2 e nitrogênio (N_2) com a seguinte composição: 18% de H_2, 15% de CO, 12% de CO_2 e 55% de N_2. Uma série de tanques de gás reformado são conectados antes da válvula borboleta para promover a mistura com o ar. Um controlador de fluxo de massa na linha de abastecimento de hidrogênio controla a quantidade de hidrogênio para o coletor de admissão. Todos os experimentos nesse artigo foram realizados sob as seguintes condições: rotação do motor = 1500, 2000 rpm, pressão efetiva média de 0,4 MPa, temperatura do líquido de arrefecimento de 80 ± 2°C, temperatura ambiente de 25 ± 2°C e umidade da sala de máquinas de 50 ± 10%. Foram realizadas varreduras de tempo de injeção para cada condição de operação, combinadas à taxa de EGR para determinar o avanço mínimo de centelha para os melhores requisitos de torque (MBT). O ISFC, as emissões e a estabilidade da combustão foram avaliadas em cada condição de operação. O IMEP e a eficiência

térmica foram calculados a partir das pressões do cilindro. Foi observado que a eficiência térmica do motor permaneceu quase inalterada pelo uso de misturas etanol-gasolina, devido ao significativo aumento do ISFC. No entanto, devido ao efeito da adição de etanol no avanço do ponto de ignição, a razão volumétrica de compressão pode ser aumentada para que a eficiência térmica e a potência do motor possam ser melhoradas. A adição de etanol e de gás enriquecido com hidrogênio indica claramente a manutenção da estabilidade da combustão, de modo que a eficiência térmica é melhorada mesmo para operação em condições de misturas pobres. Com a introdução de etanol ou combustível gasoso enriquecido com hidrogênio, as emissões de HC e NO_x diminuíram. No entanto, se as condições de combustão forem muito pobres, a emissão de HC aumenta, porque a combustão se torna incompleta. Para condições ainda mais pobres, a diminuição de NO_x é principalmente um reflexo da diminuição da temperatura de combustão.

Gong *et al.* (2019) desenvolveram um trabalho acerca da influência do avanço de injeção sobre o processo de combustão e das emissões de um motor SI movido a metanol com adição de gás hidrogênio (0, 3 e 6% v/v) a três rotações distintas (1400, 1800 e 2400 rpm). Os experimentos foram realizados em um motor de quatro cilindros, com uso de mistura empobrecida (lambda de 1,4) e sistemas de injeção de metanol e gás hidrogênio independentes. Enquanto resultados, foram monitorados: pressão média efetiva (IMEP), atraso de ignição, evolução da combustão, taxa de liberação de calor e covariância da pressão (CoV). Percebeu-se que o hidrogênio adicionado reduz a pressão máxima do cilindro, a taxa máxima de liberação de calor e a duração da combustão, quando o motor opera a baixas velocidades. Além disso, o hidrogênio adicionado aumenta a pressão máxima do cilindro e a taxa máxima de liberação de calor e reduz o atraso de ignição, a duração da combustão e a CoV para alta velocidade do motor (2400 rpm). A CoV é reduzida em 21,5% e 36,8%, respectivamente, quando percentagens de hidrogênio de 3% e 6% v/v são adicionadas ao motor à velocidade de 2.400 rpm. No que diz respeito a emissões, a adição de gás hidrogênio reduz as emissões de CO e HC quando o motor opera a baixas velocidades. Em contrapartida, as emissões de NO_x e HC elevam-se quando o motor opera a 2400 rpm.

Yu *et al.* (2022) exploraram o desempenho de etanol hidratado/hidrogênio em motor a combustão SI. Quanto a estratégias de injeção de combustível, o etanol hidratado é injetado na fase de admissão e o gás hidrogênio é injetado diretamente

no cilindro durante o curso de compressão. Para execução dos experimentos, foi utilizado um motor de quatro cilindros, com injeção de etanol hidratado e gás hidrogênio ocorrendo de maneira independente. Os testes foram realizados a uma rotação única de 1500 rpm e com valor de lambda variando entre 1 e 1,4 (regime de empobrecimento de mistura). O gás hidrogênio foi injetado em vazões volumétricas de 0, 5, 10, 15 e 20%. Como resultados obtidos, observou-se que, com 15% de gás hidrogênio adicionado, a duração da combustão estabiliza-se e há aumento da pressão máxima efetiva em 5,7% e melhora na eficiência do motor. Em contrapartida, as emissões de NO_x aumentam e as emissões de CO e HC diminuem. Com empobrecimento da mistura, as emissões de NO_x e CO diminuem.

Dentre alguns trabalhos mais recentes, destaca-se aqui aquele desenvolvido por Ayad, Belchior e Sodré (2024). Nele, os autores aplicam simulação computacional para investigar a abordagem combinada do hidrogênio com uso de misturas pobres para aumentar o potencial do etanol enquanto combustível limpo para motores SI. As simulações foram realizadas com base em um motor a etanol turboalimentado, operando a 3500 rpm e com concentrações de hidrogênio de 0%, 3% e 6% v/v. As características e o desempenho da combustão do motor foram satisfatoriamente reproduzidos ou melhorados em diversas condições para operação em condições de empobrecimento, especialmente com uso de 6% v/v de gás hidrogênio adicionado aliado a turboalimentação. Observou-se também que a adição de hidrogênio 2% v/v, combinada ao empobrecimento da mistura e à turboalimentação, melhorou simultaneamente a eficiência de conversão de combustível, promoveu redução das emissões de carbono e manteve as emissões de NO_x estáveis. Em se tratando das modelagens cinéticas para o processo de combustão, também há boas referências para esse processo.

De acordo com Singh e Singh (2016), redes neurais artificiais (RNAs) auxiliam na análise de desempenho de motores quando operam com um único combustível ou com uma combinação de combustíveis. O número máximo de *inputs* nesse tipo de rede é baixo, em torno de cinco: carga, composição dos combustíveis e razão ar-combustível são os três mais usados. Já para os *outputs*, é comum obter-se as eficiências térmica e volumétrica, a temperatura de exaustão e o consumo específico de combustível.

Arora *et al.* (2021) desenvolveram uma RNA para motores de ciclo diesel com uso de biogás associado a n-butanol, visando superar dificuldades na execução de

testes experimentais. Como parâmetros de entrada para a RNA, os autores usaram: carga do motor, taxa de fluxo de biogás e concentração de n-butanol. A RNA foi treinada para previsão de eficiência térmica, emissões de monóxido de carbono (CO), hidrocarboneto (HC) e óxidos de nitrogênio (NO_x). Os valores retornados pela RNA foram devidamente comparados a resultados experimentais, e verificou-se que o modelo construído previu com precisão os resultados experimentais.

Mandal *et al.* (2021) também desenvolveram uma rede voltada para análise do processo de combustão, em um motor do tipo *dual fuel,* em que biogás é adicionado a diesel convencional. A rede foi desenvolvida com o intuito de estimar as emissões (HC, CO e NO_x) e o desempenho do motor (eficiência térmica e consumo específico de energia). Como parâmetros de entrada, foram utilizados vazão de biogás e carga de testes. As previsões da RNA foram comparadas a dados de testes experimentais executados, e obteve-se assertividade mínima de 99,96%, validando assim o modelo proposto.

Liu *et al.* (2021) utilizaram uma RNA com o intuito de obter a temperatura de exaustão enquanto parâmetro de saída para um motor a diesel, operando com adição de biogás. Os parâmetros de entrada da rede foram avanço de injeção, lambda e velocidade do motor. Os resultados obtidos foram comparados aos conseguidos pela simulação de um modelo 1D. Os erros estatísticos obtidos a partir da comparação foram da ordem de 1%, o que valida o uso da RNA para previsão de temperatura de exaustão em um motor a diesel. Os resultados mostraram que modelos bem treinados por meio do uso de uma RNA podem complementar até simulações 1D mais complexas, e ao mesmo tempo ajudam a otimizar o desempenho, as emissões e a vida útil do motor.

Por fim, Kurtgoz *et al.* (2017) treinaram e utilizaram uma RNA do tipo MLP para aplicação em um motor de combustão interna a centelha com quatro cilindros, operado a 1500 rpm e alimentado por diferentes teores de biogás rico em gás metano. Os resultados previstos pela RNA foram comparados a resultados experimentais executados em mesmas condições. A porcentagem de biogás, a carga do motor, a temperatura do ar admitido, a relação ar-combustível e a pressão máxima do cilindro foram escolhidas como parâmetros de entrada. Eficiência térmica, consumo específico de combustível e eficiência volumétrica foram os parâmetros de saída obtidos. O treinamento da rede ocorre de forma contínua, até que o erro de treinamento seja menor que 0,0001%. Ficou demonstrado que os modelos de RNA

apresentam bons resultados para todos os parâmetros propostos, sobretudo a eficiência térmica (que apresentou disparidade de menos de 1%, quando comparada aos valores experimentais). Vários estudos de modelagem para combustão mostraram as vantagens do uso de RNA com multifunções para ajuste de dados do MBF. Essa metodologia requer menor tempo computacional e proporciona boa precisão para ajustar dados experimentais de motores convencionais.

Alguns trabalhos demonstraram a contribuição de duas ou três funções de Wiebe para descrever o motor a diesel, o processo de combustão HCCI (ignição por compressão de carga homogênea) e a combustão do motor de ignição por centelha em condições variáveis de operação (Wu *et al.*, 2018).

Yeliana *et al.* (2008) estimaram parâmetros duplos da função Wiebe para determinar a duração da queima de misturas etanol-gasolina em motores de ignição por centelha (SI). Uma abordagem em múltiplas etapas é mais coerente com a natureza da combustão, uma vez que envolve reações em cadeia. Em um motor SI, ela pode ser dividida em três fases: desenvolvimento da chama (5% ou 10% da mistura ar-combustível é queimada), propagação da chama (10-90% ou 5-95%) e extinção da chama (que pode não estar completa quando a válvula de escape abre) (Yildiz; Çeper, 2017). Além disso, a diferença na taxa de combustão é causada por fatores geométricos e pela pequena relação altura-diâmetro em altas razões volumétricas de compressão no motor, bem como pelo efeito de extinção na chama à medida que ela se desloca perto da parede do cilindro (Yeliana *et al.*, 2008).

2.11 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O estado da arte mostra claramente as novas tendências para redução da emissão de poluentes e ganho energético eficiente. A maior ênfase da revisão é dada para o uso de gás hidrogênio misturado aos combustíveis primários etanol e gasolina, segundo várias condições de carga e rotação. Percebe-se que o uso do gás hidrogênio de elevada pureza carrega consigo alguns entraves, dentre eles elevação da porcentagem de óxidos de nitrogênio, sobretudo quando utilizado em combustão estequiométrica, que é a condição comercial de grande parte dos veículos presentes na frota mundial.

Como ferramentas efetivas para o alcance da redução da emissão de poluentes e a obtenção de ganho energético, pode-se citar o uso de misturas gasosas ricas em

hidrogênio obtidas via reforma catalítica embarcada, embora a literatura ainda não apresente vazões bem definidas para aplicação das misturas junto de combustíveis líquidos primários, como etanol e gasolina.

3 MÉTODOS

A metodologia descreve os procedimentos experimentais para calibração, ajuste do controle eletrônico do motor e obtenção dos resultados para as várias condições de utilização dos combustíveis primários, etanol e gasolina, combinados à mistura sintética gasosa rica em hidrogênio. Gás hidrogênio de elevada pureza foi combinado experimentalmente à etanol, para fins comparativos. A modelagem cinética também é descrita neste capítulo.

3.1 METODOLOGIA DE TESTES EXPERIMENTAIS EM MOTOR

Nesta seção, os testes realizados em motor de combustão serão detalhados. O aparato experimental e condições de testes serão listados.

3.1.1 Motor e parâmetros utilizados nos testes

Um motor de pesquisa foi utilizado para realização dos testes experimentais. Trata-se de um motor monocilíndrico, quatro tempos, fabricado pela AVL, modelo 5405, utilizado para a operação em ignição por centelha (ciclo Otto).

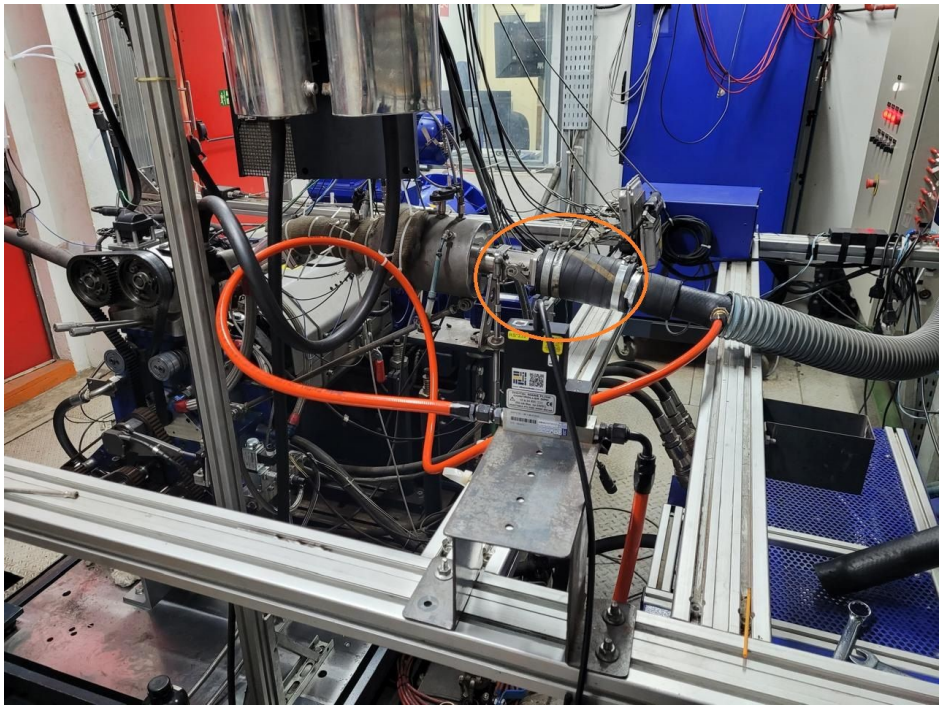
As características inerentes ao motor estão descritas na Tabela 4, e sua imagem está representada na Figura 13. O motor de pesquisa apresenta a flexibilidade necessária ao controle relacionado à variação dos parâmetros de operação, o que permite a execução de pesquisas relacionadas à combustão em motores por ignição a centelha.

Tabela 4 - Especificações técnicas do motor

Item	Especificação
Diâmetro do cilindro	82 mm
Curso do pistão	86 mm
Comprimento da biela	144 mm
Volume fixo da câmara de combustão	41,2 cm³
Volume deslocado	454 cm³
Razão volumétrica de compressão	14:1
Válvulas por cilindro	4
Diâmetro da válvula de admissão	34 mm
Diâmetro da válvula de escapamento	28 mm
Sistema de injeção do combustível primário	Injeção direta
Sistema de injeção do combustível secundário	Injeção indireta

Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 13 - Visão geral do SCRE e entrada da mistura sintética gasosa provenientes de processo de reforma catalítica



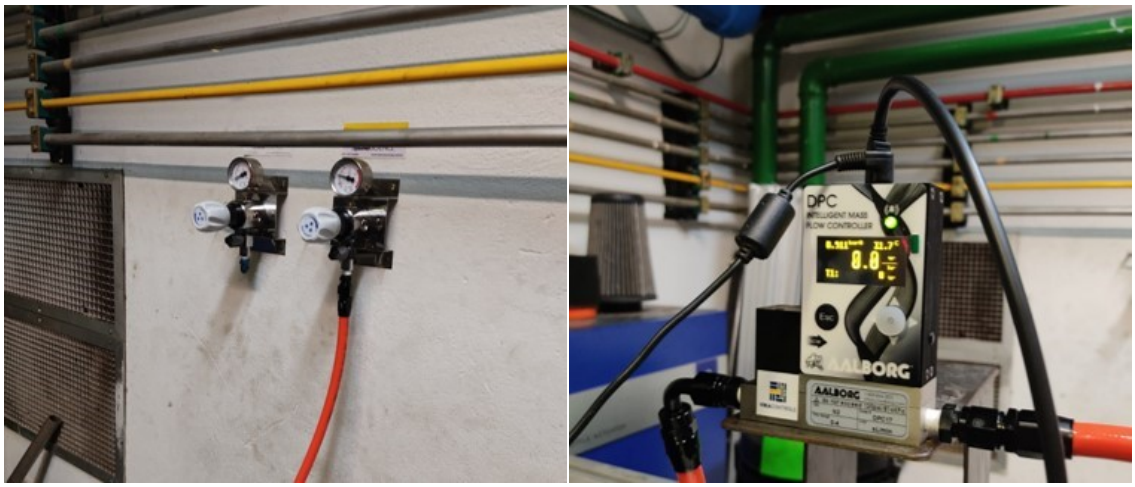
Fonte: Acervo da autora.

A presente metodologia pretende viabilizar mais uma alternativa voltada ao desenvolvimento da matriz energética brasileira, de maneira sustentável, com uso de etanol brasileiro associado ao produto gasoso de sua própria reforma.

Este trabalho propõe a execução de um estudo experimental da injeção de uma mistura sintética gasosa com alto teor de hidrogênio no motor monocilíndrico de pesquisa do Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM), com objetivo de se encontrar as menores vazões de mistura sintética gasosa que propiciem os melhores desempenhos no ciclo de rodagem urbano, FTP-75.

Nesse sentido, foram realizadas as instalações de um novo abrigo de gases e uma nova linha para transporte do gás até a sala que abriga o dinamômetro, além de um medidor de vazão que permitisse o controle da entrada da referida mistura sintética gasosa no SCRE por meio de injeção indireta. O sistema de injeção direta foi mantido para a injeção do combustível principal, que é o etanol e a gasolina comercial. A Figura 14 esquematiza a chegada da linha de gases e o medidor de vazão instalados.

Figura 14 - Sistema de controle de entrada de gases e medidor de vazão



Fonte: Acervo da autora.

Foi realizado também o aumento da razão volumétrica de compressão do motor, alcançando 14,2:1. O valor alcançado é adequado mediante proposição do uso para etanol e deve ser reduzido futuramente para novos testes, a serem realizados com uso de gasolina como combustível primário. A mistura sintética gasosa foi produzida e disponibilizada junto de seu certificado pela empresa White Martins. As percentagens de cada gás que compõe essa mistura foram fornecidas pelo Instituto Nacional de Tecnologia (INT) e fazem alusão ao gás reformado que será obtido após o término do desenvolvimento de um protótipo para o processo de reforma a vapor do etanol, proposto pelo próprio INT.

Essa fase permite a determinação experimental do comportamento de cada uma das percentagens de mistura sintética gasosa que serão injetados junto do etanol no SCRE. Para o etanol, as percentagens utilizadas foram aumentadas até serem limitadas pelo limiar da ocorrência de detonação.

Nesse motor foram determinados, para as mesmas formulações e em diferentes pontos de operação do motor, os seguintes parâmetros:

a) regime de rotação de trabalho;
b) ângulo do eixo do motor, correspondente a 10%, 50% e 90% da fração de massa de combustível queimada (*Mass Burned Fraction* – MBF) na câmara de combustão (MBF10, MBF50 e MBF90);
c) evolução da combustão e retardo de ignição;
d) *start of combustion* (SOC);
e) consumo específico de combustível;

f) eficiência de conversão de combustível;
g) concentração, em volume, dos principais poluentes presentes nos gases de exaustão do motor (CO, CO_2, HC e NO_x).

A conclusão da primeira fase dos testes propostos possibilitou a criação de um banco de dados experimental e numérico de diferentes percentagens de mistura sintética gasosa que será produzido pelo protótipo para reforma de etanol em desenvolvimento através do INT, sendo este um dos benefícios diretos da pesquisa.

A Tabela 5 representa as nove condições de testes (combinações de rotação e pressão) que foram realizadas no motor monocilíndrico de pesquisa, tanto para etanol quanto para gasolina, enquanto combustíveis primários, quando combinados a mistura sintética gasosa.

Tabela 5 - Condições ensaiadas no SCRE

Rotação [rpm]	IMEP [bar]
2500	3, 5 e 8
1900	3, 5 e 8
3000	8 e WOT
4500	Apenas WOT

Fonte: Elaborada pela autora.

Para os testes referentes à combinação de etanol e gás hidrogênio de elevada pureza, utilizou-se rotação única, de 2500 rpm, e pressão única de 3 bar.

As Tabelas 6 a 14 ilustram as vazões mássicas de etanol e mistura sintética gasosa (em gramas/minuto) que foram disponibilizadas para os ensaios. Além disso, essas tabelas contemplam a porcentagem de mistura sintética gasosa injetada em substituição ao etanol. Todos os pontos são limitados por detonação, ou seja, injeta-se mistura sintética gasosa até o limiar da ocorrência desse fenômeno.

Tabela 6 - Vazões de etanol e gás reformado a 2500 rpm e 3 bar

Vazão de etanol e gás reformado [g/min] / reformado [%]
21,57 + 0,00 [0,00%]
21,06 + 0,32 [1,50%]
20,78 + 0,64 [3,00%]
21,65 + 1,04 [4,60%]
20,54 + 1,35 [6,17%]
20,37 + 1,71 [7,75%]
20,07 + 2,05 [9,27%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 7 - Vazões de etanol e gás reformado a 2500 rpm e 5 bar

Vazão de etanol e gás reformado [g/min] / reformado [%]
31,53 + 0,00 [0,00%]
31,18 + 0,32 [1,00%]
31,13 + 0,67 [2,12%]
31,30 + 1,02 [3,17%]
31,01 + 1,36 [4,22%]
30,95 + 1,73 [5,29%]
30,79 + 2,08 [6,34%]
30,46 + 2,42 [7,38%]
30,25 + 2,79 [8,46%]
30,67 + 3,20 [9,51%]
30,08 + 3,53 [10,56%]
29,62 + 4,47 [13,23%]
28,92 + 5,38 [15,85%]
28,20 + 6,09 [17,98%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 8 - Vazões de etanol e gás reformado a 2500 rpm e 8 bar

Vazão de etanol e gás reformado [g/min] / reformado [%]
46,98 + 0,00 [0,00%]
47,14 + 0,68 [1,42%]
46,09 + 1,34 [2,83%]
45,76 + 2,03 [4,25%]
45,23 + 2,72 [5,68%]
44,81 + 3,41 [7,09%]
44,30 + 4,11 [8,51%]
43,75 + 4,81 [9,94%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 9 - Vazões de etanol e gás reformado a 1900 rpm e 3 bar

Vazão de etanol e gás reformado [g/min] / reformado [%]
16,39 + 0,00 [0,00%]
16,26 + 0,86 [5,06%]
15,86 + 1,30 [7,62%]
15,83 + 1,78 [10,19%]
15,50 + 2,75 [15,25]
14,64 + 3,65 [20,32%]
14,45 + 4,16 [22,88%]
13,96 + 4,61 [25,44%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 10 - Vazões de etanol e gás reformado a 1900 rpm e 5 bar

Vazão de etanol e gás reformado [g/min] / reformado [%]
24,75 + 0,00 [0,00%]
24,02 + 1,28 [5,05%]
23,03 + 2,58 [10,10%]
22,25 + 3,94 [15,15%]
21,11 + 5,27 [20,20%]
21,03 + 5,79 [21,90%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 11 - Vazões de etanol e gás reformado a 1900 rpm e 8 bar

Vazão de etanol e gás reformado [g/min] / reformado [%]
36,73 + 0,00 [0,00%]
34,51 + 1,84 [5,06%]
34,64 + 3,83 [9,99%]
33,21 + 5,72 [14,97%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 12 - Vazões de etanol e gás reformado a 3000 rpm e 8 bar

Vazão de etanol e gás reformado [g/min] / reformado [%]
56,64 + 0,00 [0,00%]
53,72 + 2,82 [4,99%]
52,36 + 5,81 [10,01%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 13 - Vazões de etanol e gás reformado a 3000 rpm e WOT

Vazão de etanol e gás reformado [g/min] / reformado [%]
79,48 + 0,00 [0,00%]
74,06 + 7,14 [8,81%]
71,08 + 10,78 [13,21%]
68,59 + 14,54 [17,61%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 14 - Vazões de etanol e gás reformado a 4500 rpm e WOT

Vazão de etanol e reformado [g/min] / reformado [%]
121,44 + 0,00 [0,00%]
115,22 + 6,17 [5,08%]
112,31 + 12,65 [10,15%]

Fonte: Elaborada pela autora.

As Tabelas 15 a 23 ilustram as vazões de gasolina e mistura sintética gasosa (em gramas/minuto) que foram disponibilizadas para os ensaios. Além disso, essas tabelas contemplam a porcentagem de mistura sintética gasosa injetada em substituição à gasolina.

É possível verificar que a quantidade de pontos testados para gasolina foi menor, em função da limitação por risco de detonação do combustível, já que o motor foi mantido à razão volumétrica de compressão de 14,2:1.

Tabela 15 - Vazões de gasolina e gás reformado a 2500 rpm e 3 bar

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
18,11 + 0,00 [0,00%]
18,53 + 0,19 [1,00%]
18,03 + 0,92 [5,08%]
17,78 + 1,83 [10,31%]
17,62 + 2,75 [15,60%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 16 - Vazões de gasolina e gás reformado a 2500 rpm e 5 bar

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
27,00 + 0,00 [0,00%]
22,85 + 0,28 [1,24%]
24,45 + 1,42 [5,79%]
23,06 + 2,31 [10,01%]
22,45 + 4,25 [18,93%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 17 - Vazões de gasolina e gás reformado a 2500 rpm e 8 bar

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
36,57 + 0,00 [0,00%]
36,37 + 22,03 [1,00%]
36,21 + 0,36 [4,83%]
34,96 + 1,69 [4,83%]
35,06 + 5,25 [14,97%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 18 - Vazões de gasolina e gás reformado a 1900 rpm e 3 bar

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
13,84 + 0,00 [0,00%]
13,96 + 0,03 [0,25%]
13,59 + 0,75 [5,52%]
13,50 + 1,50 [11,1%]
13,58 + 2,24 [16,5%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 19 - Vazões de gasolina e gás reformado a 1900 rpm e 5 bar

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
20,19 + 0,00 [0,00%]
21,15 + 0,22 [1,02%]
20,43 + 1,08 [5,30%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 20 - Vazões de gasolina e gás reformado a 1900 rpm e 8 bar

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
28,23 + 0,00 [0,00%]
28,56 + 0,29 [1,00%]
27,99 + 1,42 [5,06%]
27,76 + 2,83 [10,21%]
27,17 + 4,25 [15,64%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 21 - Vazões de gasolina e gás reformado a 3000 rpm e 8 bar

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
42,28 + 0,00 [0,00%]
41,35 + 0,41 [1,00%]
40,57 + 1,99 [4,92%]
39,50 + 4,00 [10,13%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 22 - Vazões de gasolina e gás reformado a 3000 rpm e WOT

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
46,17 + 0,00 [0,00%]
45,93 + 0,46 [1,00%]
45,13 + 0,02 [4,98%]

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 23 - Vazões de gasolina e gás reformado a 4500 rpm e WOT

Vazão de gasolina e gás reformado [g/min] / reformado [%]
75,21 + 0,00 [0,00%]
76,38 + 0,76 [1,00%]

Fonte: Elaborada pela autora.

3.1.2 Grandezas medidas e calculadas

O sistema de aquisição e monitoramento do banco de provas do motor monocilíndrico de pesquisa é composto por cinco diferentes sistemas:

a) PUMA;
b) INDICOM;
c) NAPRO;
d) ETU;
e)DPCM *Configuration Utility*.

Cada sistema é responsável pela aquisição e monitoramento de uma parcela das grandezas medidas e controladas. O PUMA é aquele que realiza a aquisição e monitoramento dos dados do dinamômetro, tais como temperatura dos fluidos do

motor, vazão de ar, vazão de combustível, lambda, temperatura e pressão nas regiões de interesse, sendo possível calcular também o consumo específico e a eficiência de conversão de combustível.

O INDICOM monitora e grava os dados relativos à pressão dentro do cilindro e nos coletores de admissão e escapamento, além de receber também o sinal de injeção direta (sinal TTL de acionamento) e ignição (corrente e tensão TTL no primário). É nele também que se faz a análise da combustão, sendo calculados e indicados os seguintes parâmetros: MBF50, MBF10-90, MBF10-50, MBF50-90, SOC, além de fornecimento das informações sobre o IMEP e visualização da curva de pressão.

Já no sistema NAPRO realiza-se a medição em volume dos quatro principais poluentes gasosos: CO, CO_2, NO_x e HC (NAPRO, 2011).

Com uso do *software* da ETU, realiza-se o gerenciamento eletrônico do motor, ou seja, são feitos o ajuste do momento da ignição e da injeção de combustível e o ajuste de *dwell* da bobina, do tempo de injeção e da pressão da linha de injeção direta.

O *software* DPCM *Configuration Utility* permite o controle da vazão de mistura sintética gasosa, sendo necessário inserir as percentagens de cada gás que compõe a mistura sintética gasosa antes do início da operação do *software*. Esse sistema permite o uso não só da mistura sintética gasosa, mas também de gás hidrogênio puro ou outros gases de interesse.

Por meio desse sistema, controla-se não só a vazão do gás, como também a abertura e o fechamento da válvula que permite a liberação de gases para o injetor no SCRE.

A Figura 15 permite a representação da sala de controle e de seus ambientes de monitoramento e controle do motor durante os ensaios.

Figura 15 - Visão geral da bancada de controle do SCRE mostrando os quatro sistemas de monitoramento e controle das grandezas



Fonte: Elaborada a partir de acervo da autora.

De forma a integrar o sistema de aquisição e monitoramento, agregou-se a comunicação entre INDICOM e PUMA, para que alguns parâmetros calculados no INDICOM fossem repassados ao sistema do PUMA e vice-versa e, portanto, fossem armazenados e monitorados na mesma base de tempo.

De uma forma geral, o *setup* do sistema de aquisição é executado da seguinte maneira:

a) o sistema PUMA recebe informações de um conjunto de dados referente a uma média móvel de 100 ciclos, armazenados no INDICOM;
b) o sistema PUMA é ajustado para armazenamento de 60 segundos de informações para cada ponto do plano cotado que foi ensaiado;
c) o sistema INDICOM é utilizado para armazenamento de informações ciclo a ciclo, sendo a base de tempo referenciada com o ângulo do virabrequim e a aquisição realizada para 200 ciclos;
d) o sistema NAPRO faz a aquisição dos valores das emissões também durante 60 segundos, sendo acionado manualmente quando o sistema de aquisição do PUMA também é iniciado.

Nota-se que, em função da não integração completa dos sistemas de aquisição, há a necessidade de tratamento dos dados em um sistema separado. Para isso, cada conjunto de dados armazenado nos ambientes citados é exportado para o arquivo em formato de planilha, sendo os arquivos-base mantidos em um banco de dados.

Os arquivos exportados são, então, lidos por meio de uma rotina do MATLAB, criada especialmente para o projeto, sendo então preenchido um documento padrão que contempla diversas grandezas medidas e calculadas.

O Quadro 2 registra as grandezas armazenadas e que foram utilizadas para obtenção dos resultados e geração do banco de dados de provas experimentais. Nota-se que cada grandeza tem uma fonte específica.

Quadro 2 - Grandezas utilizadas para a obtenção dos resultados dos ensaios

Grandeza	Descrição
IMEPg [bar]	Pressão média efetiva indicada bruta
Regime de rotação [rpm]	Regime de rotação do motor durante o ensaio
Lambda	Relação ar/combustível normalizada (1,00 = estequiométrico)
ISFC [g/kWh]	Consumo específico de combustível indicado
Eficiência de conversão de combustível [%]	Eficiência de conversão de combustível indicada
Eficiência volumétrica [%]	Eficiência volumétrica (vazão ideal / vazão real de ar)
MBF50 [°]	Ângulo no qual se tem 50% da fração de massa queimada
MBF10-90 [°]	Duração, em graus, em que se tem de 10 a 90% da fração de massa queimada
MBF10-50 [°]	Duração, em graus, em que se tem de 10 a 50% da fração de massa queimada
MBF50-90 [°]	Duração, em graus, em que se tem de 50 a 90% da fração de massa queimada
Avanço de ignição [°]	Ângulo antes do PMS de compressão no qual ocorre a ignição
SOC [°]	Ângulo no qual ocorre o início da combustão
Ignition Delay [°]	Duração, em graus, entre a ignição e o início da combustão
vol CO [%]	Quantidade em volume (seco) de CO nos gases da exaustão
vol NO_x [ppm]	Quantidade em volume (seco) de NO_x nos gases de exaustão
vol CO_2 [%]	Quantidade em volume (seco) de CO_2 nos gases da exaustão
vol HC [ppm]	Quantidade em volume (seco) de HC nos gases de exaustão
Vazão mássica de combustível [g/h]	Quantidade de massa de combustível em relação ao tempo
Vazão mássica de ar [g/h]	Quantidade de massa de ar em relação ao tempo
Temperatura na admissão [°C]	Temperatura no coletor de admissão
Temperatura escapamento [°C]	Temperatura no coletor de exaustão

Fonte: Elaborado pela autora.

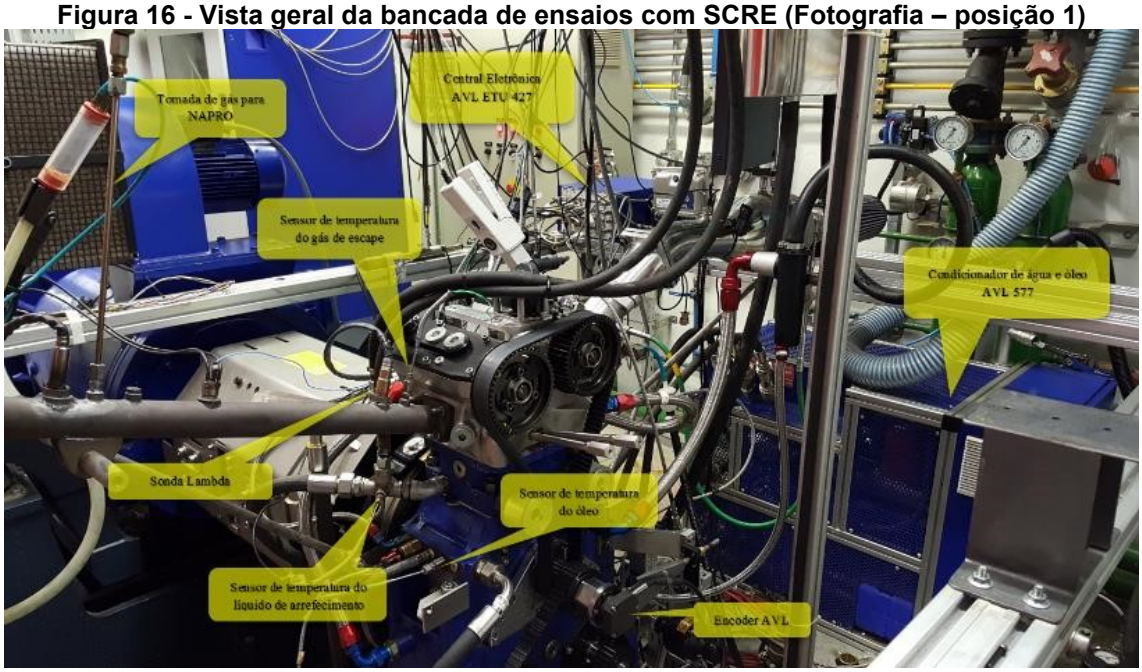
No arquivo final, armazena-se uma cópia da média de 200 ciclos do INDICOM, sendo possível observar detalhadamente as curvas de pressão no cilindro, na admissão e no escapamento, a taxa de liberação de calor, a fração de massa queimada e a estimativa de temperatura dentro do cilindro, além dos sinais de injeção, ignição e corrente no primário da bobina para cada ponto testado.

3.1.3 Visão geral do banco de provas para as grandezas medidas

Nas Figuras 16 a 18 são esquematizados os posicionamentos dos sensores no banco de prova, indicados os dispositivos utilizados para mensurar/controlar algumas das grandezas mostradas no Quadro 2 e o medidor de vazão acoplado à linha de transporte de gases e injetor do SCRE.

Por meio das referidas figuras, é possível observar os equipamentos utilizados para controle da temperatura da água, do óleo e do combustível e os locais de medição de pressão e temperatura na admissão e no escapamento.

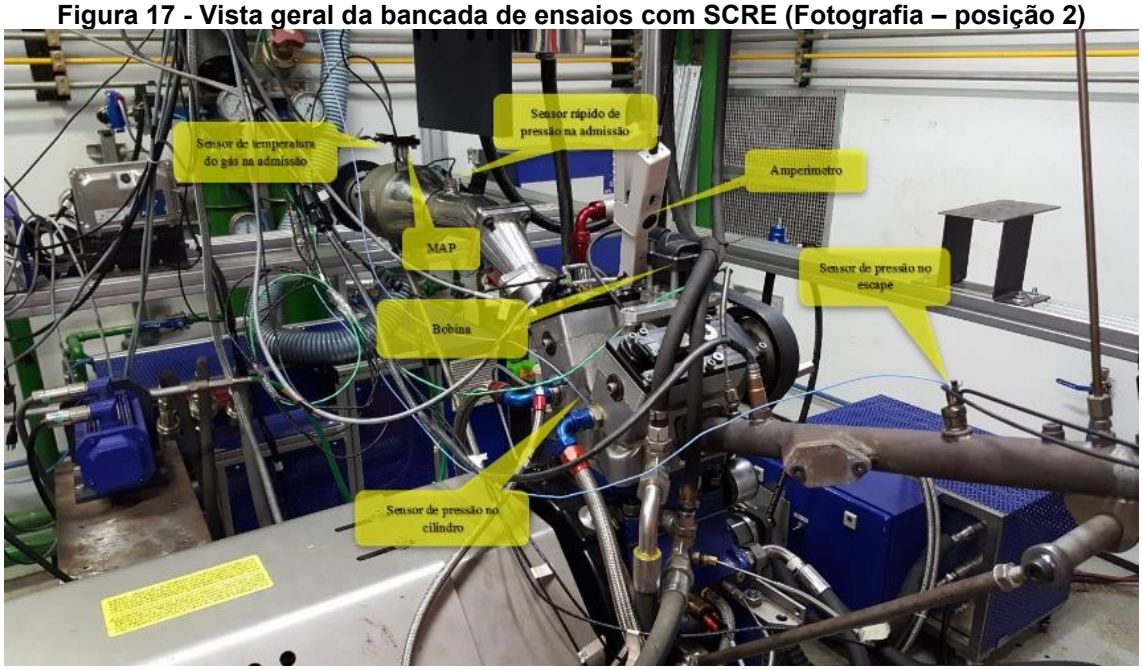
Figura 16 - Vista geral da bancada de ensaios com SCRE (Fotografia – posição 1)



Fonte: Acervo da autora.

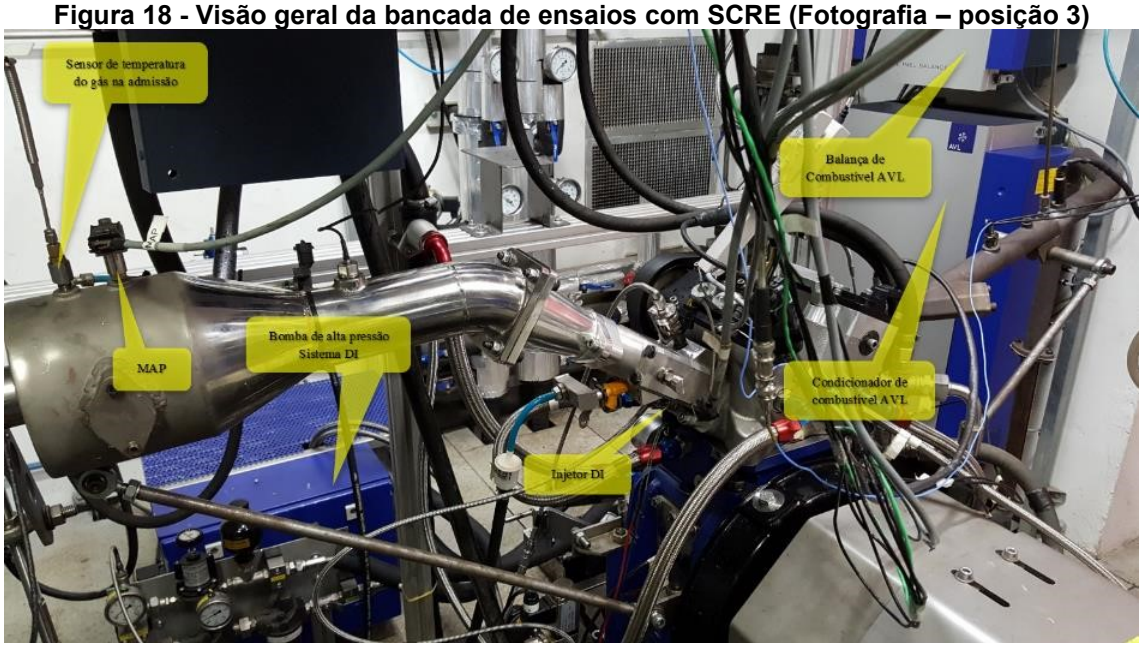
São mostradas também a localização da sonda lambda, a tomada para medição dos gases de exaustão no escapamento e o posicionamento dos componentes-base para o sistema de injeção e ignição, tais como injetor DI, bombas de combustível, vela de ignição e bobina, entre outros.

Figura 17 - Vista geral da bancada de ensaios com SCRE (Fotografia – posição 2)



Fonte: Acervo da autora.

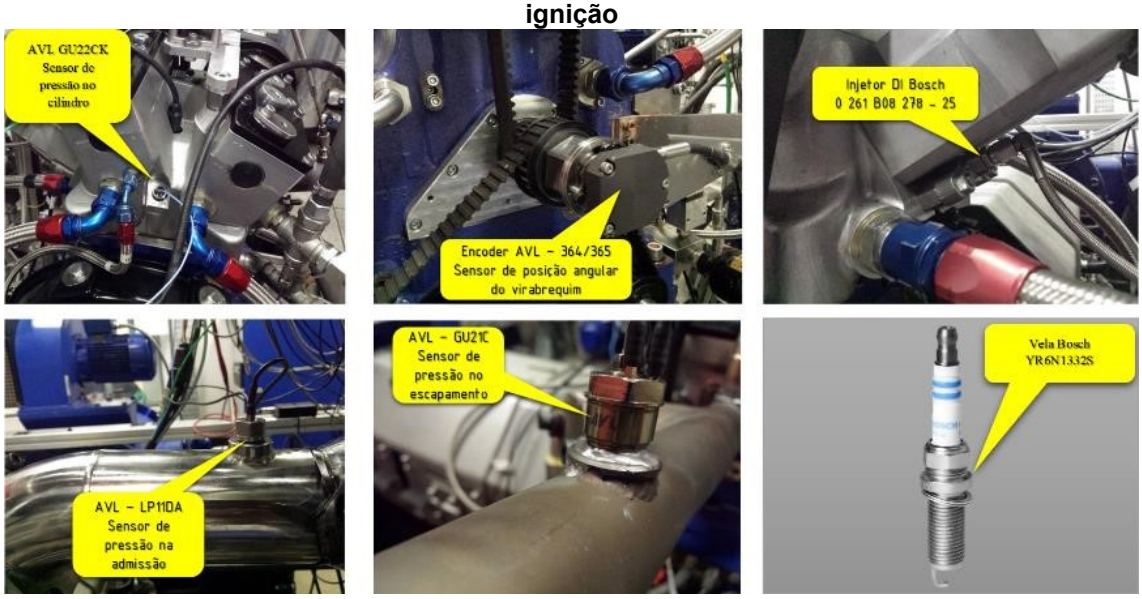
Figura 18 - Visão geral da bancada de ensaios com SCRE (Fotografia – posição 3)



Fonte: Acervo da autora.

Por meio da Figura 19 é possível ter uma visão geral dos sensores utilizados para obtenção de informações refinadas sobre o funcionamento do motor, ou seja, pressão dentro do cilindro, pressão do gás na admissão e no escapamento, sempre utilizando a base de tempo gerada por um *encoder* fixado ao virabrequim, que fornece resolução angular de 0,5°.

Figura 19 - Visão detalhada dos sensores de monitoramento no INDICOM, injetor DI e vela de ignição

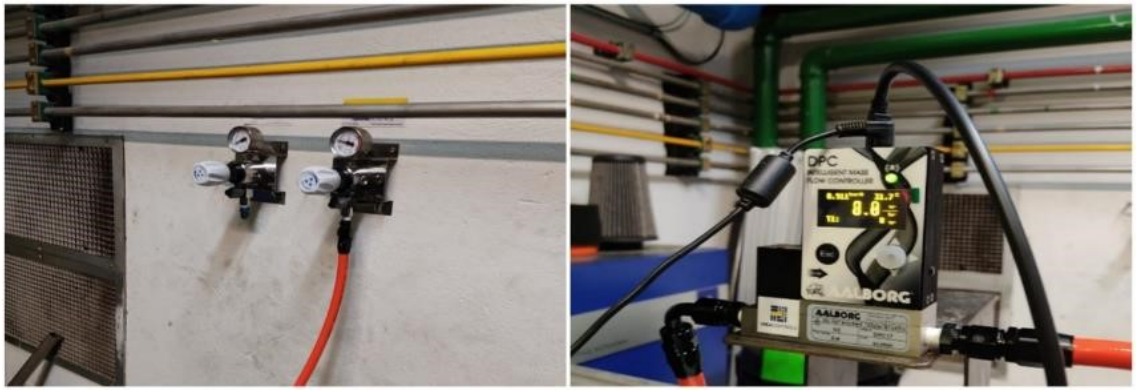


Fonte: Acervo da autora.

Ainda na Figura 19, detalha-se o injetor DI e a vela de ignição, sendo que os componentes citados são apresentados em conjunto e com seu respectivo código para consulta.

A Figura 20 apresenta o medidor de vazão utilizado no controle de vazão do gás de reforma para o processo de injeção.

Figura 20 - Visão geral do medidor de vazão de gases e mistura sintética gasosa



Fonte: Acervo da autora.

O banco de provas utilizado nos ensaios está equipado com um dinamômetro ativo de corrente alternada, modelo AVL DynoDur 160, com potência, torque e regime de rotação máximos, respectivamente de 160 kW, 400 Nm e 10000 rpm.

A bancada apresenta um sistema de condicionamento do óleo e do líquido de arrefecimento do motor, modelo AVL 577, apresentado na Figura 18, o qual manteve a temperatura de ambos a 90 ºC. Água e óleo são bombeados pelo condicionador,

portanto o motor não fornece potência à nenhuma bomba. As temperaturas da água que entra e que sai do motor e a temperatura do óleo são mensuradas por meio de termorresistências (PT100).

O fator lambda (λ) foi medido no duto de exaustão pelo sistema ETAS, modelo LA 4, com o uso de uma sonda lambda adicional de banda larga da Bosch, modelo LSU 4.2. O sistema de condicionamento e medição do consumo de combustível do motor utiliza uma unidade de controle de temperatura (AVL 753) e uma unidade de medição de vazão de massa (AVL 733), que funcionam de forma integrada com o sistema de automação do banco de provas, conforme apresentado na Figura 18.

A unidade de controle de temperatura é instalada entre a unidade de medição da vazão de combustível e o motor. Para aplicação em ensaios de motores com ignição por centelha, o AVL 753 opera como um sistema de resfriamento controlado. Durante os ensaios, a temperatura do combustível primário (etanol ou gasolina) foi mantida em 20 ± 1 ºC e a pressão foi mantida a 80 ± 1 bar.

O equipamento possui um sistema de detecção e retirada de vapor para garantia de uma vazão de combustível contínuo e livre de bolhas. A unidade de medição de vazão mássica de combustível, AVL 733, baseia-se em princípio gravimétrico, possibilitando uma medição contínua do consumo. A unidade pode fornecer a medição do consumo instantâneo e o acumulado em determinado período em base mássica ou volumétrica, na medida em que permite armazenar a informação de massa específica do combustível.

O medidor de vazão, de modelo DPC17S-V0L6-BB2-4NC-440-SS, fornecido pela Aalborg Instruments, foi instalado entre a parede que contém a válvula de controle de abertura/saída dos gases e o injetor de gases do SCRE. Esse medidor pode ser controlado *in loco*, dentro da sala de controle, ou pelo *software* DPCM *Configuration Utility* instalado em *laptop* externo à sala de controle.

Um *encoder* de eixo rotativo (AVL 365 C/365 X) foi utilizado para controle do motor e aquisição de dados. O princípio de funcionamento desse *encoder* ou marcador angular óptico baseia-se na varredura fotoelétrica de finas sequências de traços.

O suporte da medição dos marcadores angulares é um disco de vidro sobre o qual é colocada uma sequência radial de traços e interstícios, constituindo o que é chamado de pista incremental. Uma segunda pista comporta uma marca de referência. Um LED, então, emite uma luz que passa pelo disco de vidro.

Como o disco contém marcas, a luz passa somente onde não há traços. Portanto, na saída obtém-se um sinal luminoso com a variação angular e um sinal de referência da segunda pista.

Esse sinal é conduzido até um conversor luz-pulso, o qual contém células fotovoltaicas que transformam esse sinal luminoso em sinal elétrico. Esse sinal, por sua vez, vai até o conversor analógico-digital e é esse sinal que vai comandar o chaveamento para a transformação do sinal analógico em digital.

O sinal de variação angular comanda a frequência de medição e o sinal de referência é o sinal que zera a contagem quando se completa um ciclo. Lembrando que, para motores de quatro tempos, um ciclo somente é completado em 720 graus (duas voltas do virabrequim), então esse sinal deve ser ignorado uma vez a cada duas voltas.

Uma unidade central eletrônica (UCE), modelo AVL 427, apresentada na Figura 16, foi utilizada para o controle dos parâmetros de injeção e ignição. Essa central é controlada por microprocessador para produzir e monitorar sinais referenciados no tempo e no ângulo de virabrequim do motor. Esse equipamento possui oito canais independentes, sendo cada um deles capaz de gerar um sinal TTL, com ajuste de início e de duração do pulso.

Um termopar tipo K e uma termorresistência mediram a temperatura dos gases da exaustão e admissão, respectivamente. A pressão barométrica, a temperatura e a umidade relativa da sala de provas foram medidas pelo sensor modelo Vaisala HMT330. Foi utilizado o sistema AVL PUMA OPEN para controle e automação do dinamômetro, aquisição de dados e monitoramento automático de variáveis dos ensaios.

A pressão dentro da câmara principal foi medida com o transdutor piezelétrico de pressão AVL GU22CK. O transdutor de pressão e o medidor angular óptico devem trabalhar em conjunto para fornecer a pressão no interior do cilindro para cada posição angular do virabrequim.

O sinal de carga elétrica do sensor de pressão na câmara passa por um amplificador de carga para conversão e amplificação do sinal para tensão, antes do processamento. A sensibilidade do transdutor é dada pela ficha de calibração e é igual a 34,90 pC/bar. O ganho do amplificador é regulado via *software* AVL em função da pressão máxima.

O sistema de aquisição e processamento de dados da combustão AVL IndiModul 622 foi utilizado para tratamento e gravação dos dados de pressão no interior do cilindro, em intervalos de 0,1° de ângulo do virabrequim.

O *software* AVL IndiCom foi utilizado para monitoramento e análise de dados em tempo real, e o AVL Concerto para análises posteriores.

A Tabela 24 ilustra as principais características técnicas da instrumentação da sala, e a Tabela 25 as incertezas associadas aos dados experimentais, contendo a incerteza do equipamento de medição, a escala de medição, qual a grandeza que está sendo medida e a marca/modelo do equipamento utilizado. Incertezas do tipo B, presentes na Tabela 25, são oriundas de procedimentos não estatísticos e levam em conta informações prévias acerca do comportamento aleatório da fonte de incerteza, ou são deduzidas pela observação de suas características. Essas incertezas foram obtidas por informações técnicas do sistema de medição, certificados de calibração e histórico de medições.

Tabela 24 - Características técnicas da instrumentação

Grandeza	Tipo de sensor	Faixa de medição	Incerteza (Tipo B)
Concentração de CO_2	Infravermelho	0 – 20% do volume analisado	±0,30%
Concentração de CO	Infravermelho	0 – 10% do volume analisado	±0,02%
Concentração de HC	Infravermelho	0 – 4000 ppm	±4 ppm
Concentração de NO_X	Eletrônico	0 – 5000 ppm	±25 ppm
Fator lambda	Banda Larga	0,65 – 8,10	±0,01
Pressão na câmara de Combustão	Piezoelétrico	0 – 250 bar	± 0,30% do fundo de escala
Pressão no coletor de Admissão	Piezoelétrico	0 – 5 bar	± 0,10% do fundo de escala
Pressão no coletor de Exaustão	Piezoelétrico	0 – 10 bar	± 0,10% do fundo de escala
Temperatura do fluido de arrefecimento	PT100	-50 – 650 °C	± 0,80%
Temperatura do óleo Lubrificante	PT100	-50 – 650 °C	± 0,80%
Temperatura no coletor de admissão 1	PT100	-50 – 650 °C	± 0,80%
Temperatura no coletor de admissão 2	Termopar tipo K	-100 – 1300 °C	± 0,10% do fundo de escala +1,4°C
Vazão mássica de Combustível	Gravimétrico	0 – 160 kg/h	± 0,05%
Velocidade de rotação do motor	Óptico	50 – 20000 rpm	± 3 rpm

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 25 - Incertezas expandidas relacionadas aos dados experimentais

Grandeza	Incerteza
Volume deslocado [cm^3]	1,28 x 10^{-6}
Pressão média efetiva indicada [bar]	0,08
Potência indicada [kW]	0,03
Torque indicado [Nm]	0,12
Consumo específico de combustível [g/kWh]	3,08
Eficiência de conversão de combustível	0,01

Fonte: Elaborada pela autora.

Por fim, para aquisição das emissões dos principais gases emitidos pelo escapamento do motor, foi utilizado um analisador de gases da marca Tecnomotor, modelo TM 132.

A média de três aquisições de emissões dos principais gases presentes no escapamento foi realizada a cada vazão de mistura sintética gasosa de reforma injetada. São eles: CO_2, CO, HC e NO_x.

Para CO_2 e CO foram aquisitados os percentuais volumétricos (%v/v) para as emissões e, para HC e NO_x, foram realizadas aquisições em partes por milhão (ppm).

3.1.4 Especificações técnicas SCRE e condições de operação

Na Tabela 26 são apresentadas as especificações técnicas do motor monocilíndrico de pesquisa e as condições operacionais que foram utilizadas como referência para os ensaios. Na Figura 21 é apresentado o diagrama de válvulas utilizado nos ensaios.

Tabela 26 - Especificações técnicas do SCRE e condições de operação

Componente do SCRE	Dimensão
Diâmetro do cilindro	82 mm
Curso do pistão	86 mm
Comprimento da biela	144mm
Volume Fixo da Câmara de Combustão	41,2 cm^3
Volume deslocado	454 cm^3
Razão volumétrica de compressão	14.2:1
Válvulas por cilindro	4
Diâmetro da válvula de admissão	34 mm
Diâmetro da válvula de escapamento	28 mm

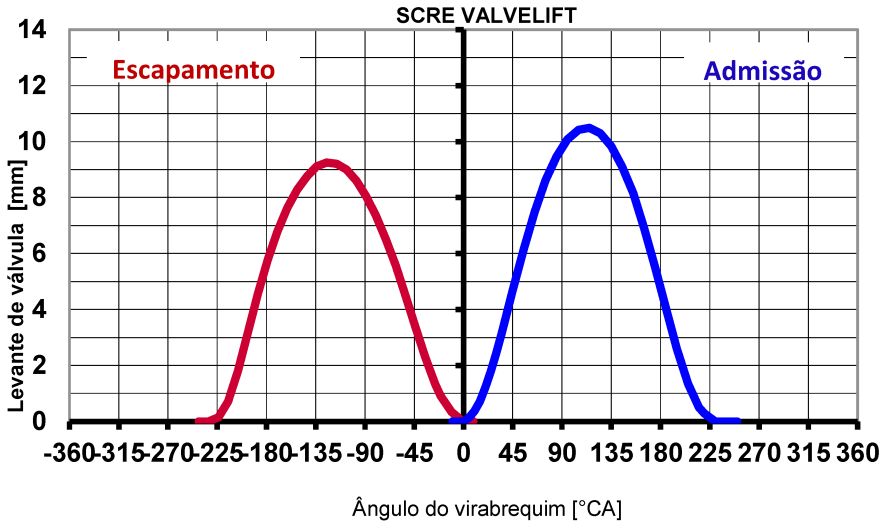
(continua)

(continuação)

Componente do SCRE	Dimensão
Sistema de injeção	Injeção direta (combustível primário)
Pressão de injeção	80 bar
Carga de operação	$IMEP_g$ 9 bar e WOT
Fator lambda	1,0 (estequiométrico)
Formação de mistura	Carga homogênea (injeção única)
Temperatura do líquido de arrefecimento e óleo	90°C
Temperatura do combustível	20°C

Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 21 - Diagrama de válvulas



Fonte: Elaborada pela autora.

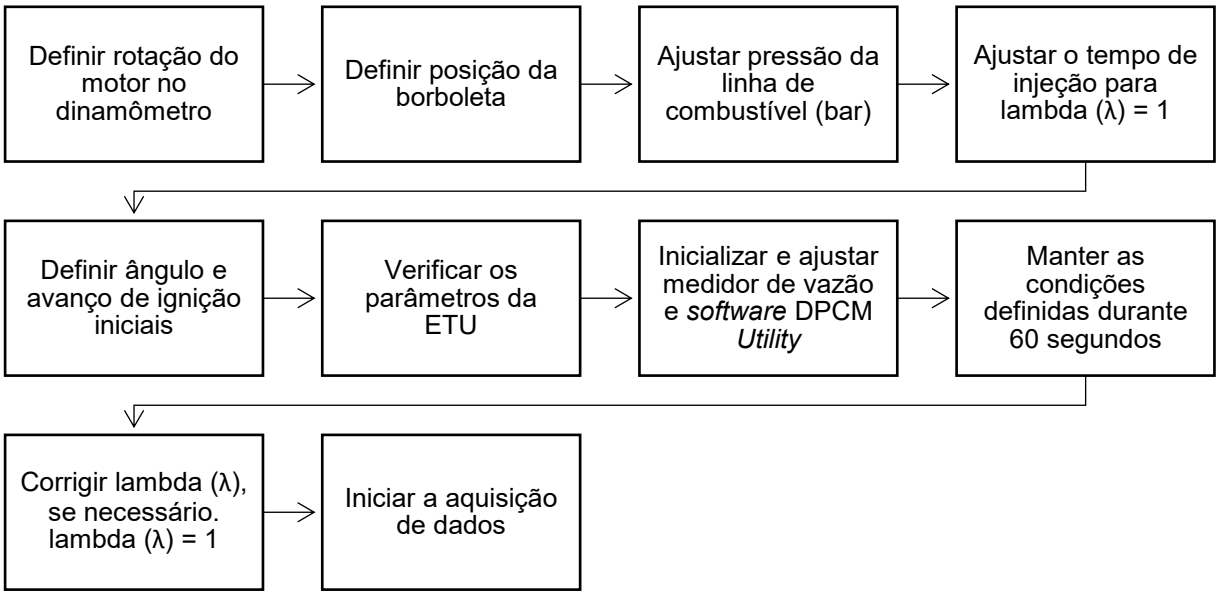
3.1.5 Metodologia de calibração padrão

O fluxograma apresentado na Figura 22 ilustra o procedimento de calibração padrão utilizado para o sistema de injeção direta (DI). O mapa de *dwell time* do sistema de ignição é determinado para o motor funcionando em *motoring* de 1000 rpm até 6000 rpm (passo 1000 rpm) de regime de rotação e de 0,30 bar até 0,90 bar (passo 0,30 bar) de pressão no coletor de admissão. Utiliza-se uma ponta de corrente ligada ao IndiCom para fazer a medição da corrente no primário da bobina, sendo determinado o tempo de *dwell* de forma a atingir a saturação de carregamento da bobina (2,7 ms por padrão da bobina utilizada).

Em função da dificuldade de estabilização do motor na condição de carga requerida, adota-se uma tolerância de 1% no IMEPg. O momento da injeção é variado durante os ensaios em busca de um valor ótimo, nessa variação adotam-se valores-

base como -360°, -270°, -180° APMS, sendo que um refinamento pode ser feito próximo à região de melhor eficiência e menor CoV-IMEPg (passo inicial de 30° do virabrequim).

Figura 22 - Fluxograma detalhado do processo de calibração do SCRE



Fonte: Elaborada pela autora.

O valor do avanço de ignição foi ajustado para o parâmetro MBF50 igual a 8°, sendo que uma varredura ao redor desse ponto foi feita (utilizando-se +5°, +2°, +1°, -1°, -2° e -5°). O valor final é escolhido em função do maior torque levando em consideração os limites impostos pelo processo de combustão.

Em função das condições de carga, rotação e combustível, pode-se notar a presença de detonação a partir da oscilação da derivada da curva de pressão (analisada em tempo real na tela do INDICOM). Dessa forma, o avanço de ignição deve ser alterado para mitigar a ocorrência de detonação a um limite conhecido como LDI.

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

Compara-se o ciclo atual com o ciclo de referência sem detonação obtido no passo anterior, se o valor da razão de intensidade for maior que um valor de referência (2:1), então o ciclo é marcado como ciclo detonante (KP_EV). A frequência de

detonação é obtida para uma janela de 100 ciclos (KP_FRQ). Dessa forma, se forem avaliados menos de 5% de ciclos detonantes, então a condição operacional é validada para LDI, se ainda houver ganho de torque em relação à condição com menor número de ciclo detonante.

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

3.2 METODOLOGIA PARA MODELAGEM CINÉTICA

O método proposto e validado neste trabalho permite prever a cinética de combustão de motores sem recorrer a simulações numéricas complexas. Para tal, foi utilizada uma Rede Neural Artificial (RNA), que busca simular a capacidade de aprendizado biológico, através da aprendizagem de exemplos e erros para solução de problemas lineares e não lineares. Neste tipo de modelagem, a unidade de processamento da informação é denominada “neurônio artificial’, sendo que a estrutura dos neurônios varia de acordo com o tipo de rede utilizada. Os neurônios podem estar dispostos em uma ou mais camada.

A principal característica de uma rede neural se trata da habilidade de aprendizagem a partir de seu ambiente, e da melhoraria de seu desempenho através da aprendizagem adquirida. A rede neural possui conexões sinápticas que se transformam a cada tempo de iteração, e dos valores ajustados de pesos sinápticos e fatores externos, chamados bias. O desempenho da rede ocorre de acordo com alguma medida pré-determinada, e seu objetivo é melhorá-la a cada iteração. (HAYKIN, 2007).

A dinâmica de combustão no motor foi descrita em função do combustível primário (etanol ou gasolina comercial), substituídos parcialmente por uma mistura sintética gasosa rica em gás hidrogênio, e dos dados de MBF no SCRE.

Durante a combustão, as moléculas dos combustíveis reagem com o gás oxigênio proveniente do ar, e ocorre a formação de novos compostos, com cadeias menores e radicais livres, que são consumidos em diferentes vias e a diferentes taxas, resultando na formação de produtos.

Em uma situação de combustão ideal e completa, esses produtos seriam dióxido de carbono, e água, mas além deles também são formados compostos poluentes. Assim, é necessário compreender e caracterizar a combustão para reduzir

a formação desses poluentes e, dessa maneira, a simulação numérica para análise de combustão é uma das ferramentas mais utilizadas, pois pode reduzir custos e, ao mesmo tempo, diminuir o número de testes experimentais.

Compreender o mecanismo de combustão permite o melhor controle do fenômeno. Parâmetros como taxa de transferência de calor, avanço de ignição, ocorrência de detonação, atraso de ignição, velocidade de chama laminar, entre outros, podem ser variados para redução de emissões e melhoria do consumo específico de combustível do motor.

Para a previsão, compreensão e determinação do mecanismo e parâmetros relacionados ao fenômeno de combustão, pode-se usar a modelagem cinética com aplicação de Redes Neurais Artificiais (RNA's) como estratégia. Através da modelagem cinética é possível determinar-se o chamado "tripleto cinético", composto por fator de frequência, energia de ativação e modelo de reação para o fenômeno modelado.

A determinação do tripleto trata-se de um estudo preliminar, mas ele fornece informações e evidências que poderão ser utilizadas para controlar a combustão. Um tripleto cinético é utilizado na compreensão do comportamento térmico de um combustível, e permite inferir informações sobre sua composição, pureza e possível aplicação. O fator de frequência e energia de ativação são usados para comparar a reatividade entre os combustíveis primários utilizados.

O objetivo desta seção é obter conhecimento mais detalhado sobre a dinâmica da combustão de etanol ou gasolina parcialmente substituídos por uma mistura sintética gasosa rica em hidrogênio, em um SCRE.

Diante desses conhecimentos, os fabricantes de automóveis e motores e grupos de pesquisa poderão então otimizar os parâmetros da geometria dos motores comerciais, torná-los disponíveis à população mundial, além de combinar a minimização do consumo específico de combustível, e redução das emissões de gases poluentes.

3.2.1 Obtenção e utilização dos dados de MBF

O estudo cinético de combustão desenvolvido, analisa os dados de fração de massa de combustível queimada (MBF) em função da posição angular do eixo do motor (°CA). A cinética pode ser representada pela Equação 16:

$$d(MBF)/d(°CA) = K\beta^{-1}f(\alpha) \quad (16)$$

Em que *K* é a constante de taxa de Arrhenius, β é a velocidade do motor e f(α) o mecanismo cinético. Para reações complexas, como a combustão, geralmente um único mecanismo falha em representar as reações presentes em múltiplas etapas do processo. A mudança no mecanismo é evidenciada pelo efeito de compensação cinética. Para uma reação simples, a Equação 17 apresenta uma única correlação linear. Se houver quebra de linearidade, ocorre uma reação mais complexa, com mudança significativa na energia de ativação, Ea, fator de frequência, A e f(α).

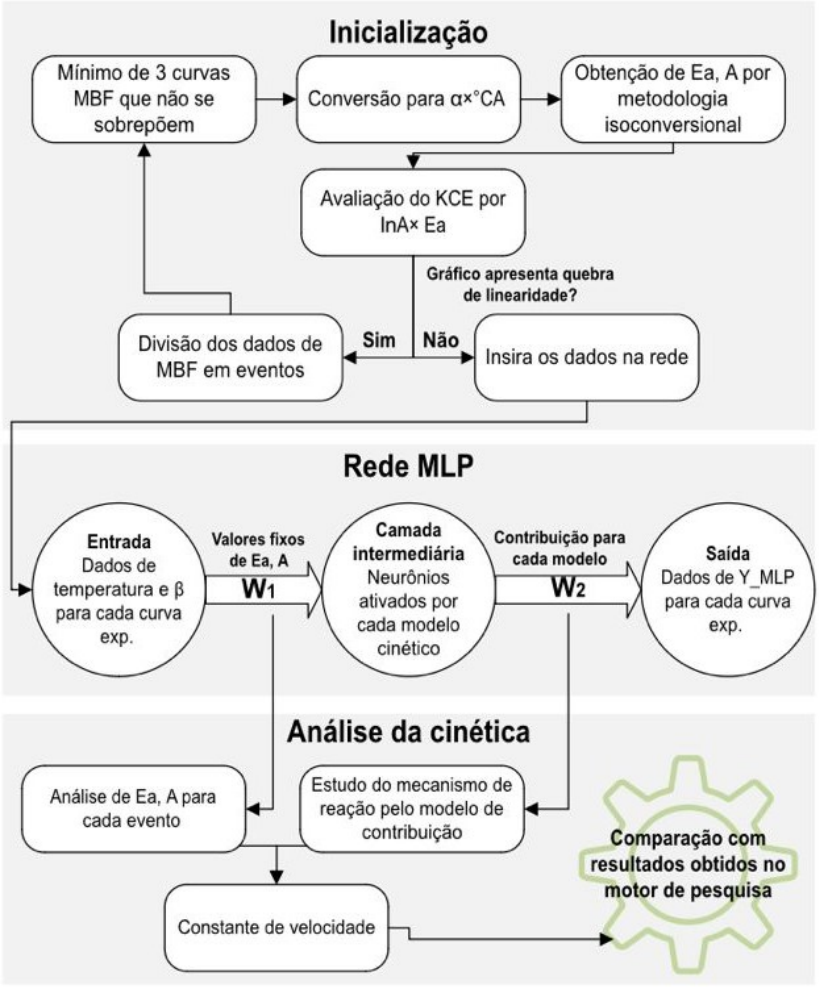
$$ln(A) = ln(k)+Ea/RT \quad (17)$$

Para esses casos, uma rede neural tipo MLP multicamadas podem ser usada para calcular a contribuição de diferentes modelos cinéticos e descrever os dados experimentais. A arquitetura da rede neural é baseada em Araujo *et al.* (2022).

As amostras para o estudo cinético aplicado à combustão foram de etanol (*baseline*) e etanol combinado à mistura sintética gasosa rica em hidrogênio de 5%v/v e 10%v/v. Todos os testes foram realizados a uma pressão média efetiva indicada (IMEP) pré-estabelecida de 8 bar, em três rotações diferentes (β): 1900, 2500 e 3000 rpm. Esses pontos específicos foram escolhidos em função de representarem condução urbana típica.

A Figura 23 permite a visualização de um fluxograma que contém os requisitos para a inicialização da modelagem cinética, o processamento realizado pela rede neural tipo MLP, e a análise cinética, que retorna o tripleto cinético.

Figura 23 - Fluxograma detalhado do processo de modelagem cinética



Fonte: Elaborada pela autora.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados e tratados todos os resultados obtidos para os ensaios realizados com uso de mistura sintética gasosa e com uso de gás hidrogênio de elevada pureza. A mistura sintética gasosa foi utilizada junto ao etanol e à gasolina como combustíveis primários. Já o gás hidrogênio de elevada pureza foi utilizado apenas junto ao etanol, em função do tempo disponível para a conclusão deste trabalho.

4.1 GÁS HIDROGÊNIO DE ELEVADA PUREZA E ETANOL

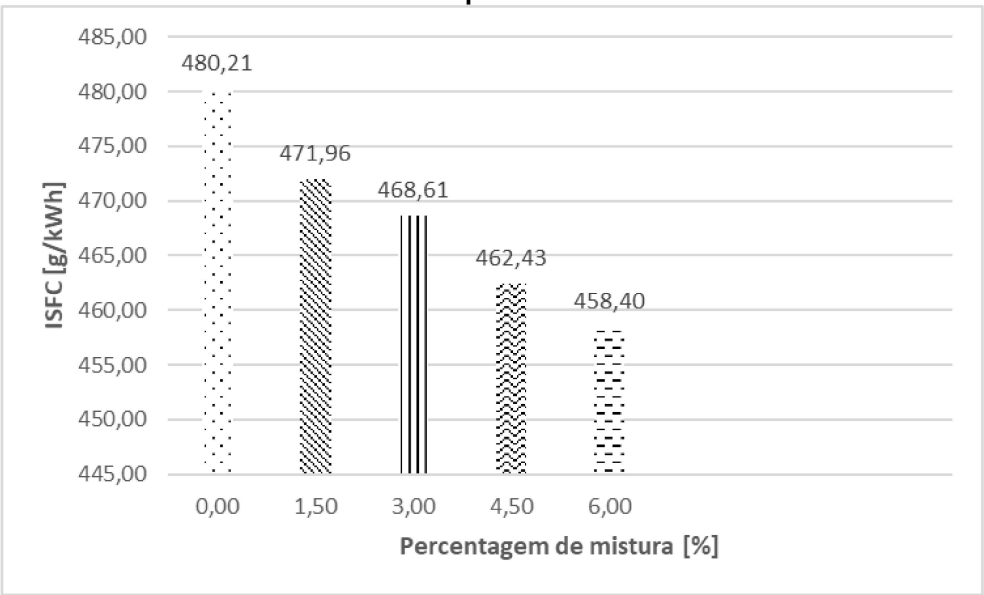
Nesta seção são apresentados os principais resultados dos ensaios referentes à combinação de 2300 rpm e 3 bar para o uso de gás hidrogênio de elevada pureza e etanol. Etanol e gás hidrogênio de elevada pureza foram testados primeiro para que seus resultados pudessem ser comparados ao potencial de uso da mistura sintética gasosa combinada à etanol, foco deste trabalho.

É importante salientar que os mesmos ensaios não foram realizados com a utilização de gasolina em função da limitação de tempo para conclusão da tese.

Para o ISFC, os resultados obtidos mostraram redução dos valores referentes a esse parâmetro à medida que a vazão de gás hidrogênio é aumentada. A vazão indicada refere-se à soma da massa de etanol e de gás hidrogênio injetadas.

A Figura 24 apresenta redução de até 5,6% no valor do consumo específico de combustível, mostrando equivalência do uso de gás hidrogênio ou mistura sintética gasosa. O ponto de rodagem 2500 rpm e 3 bar é um ponto significativo dentro do ciclo de rodagem urbano (FTP-75) e demonstra o potencial do uso de gás hidrogênio de elevada pureza ou misturas em motores a combustão interna.

Figura 24 - Variação do consumo específico de combustível para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar

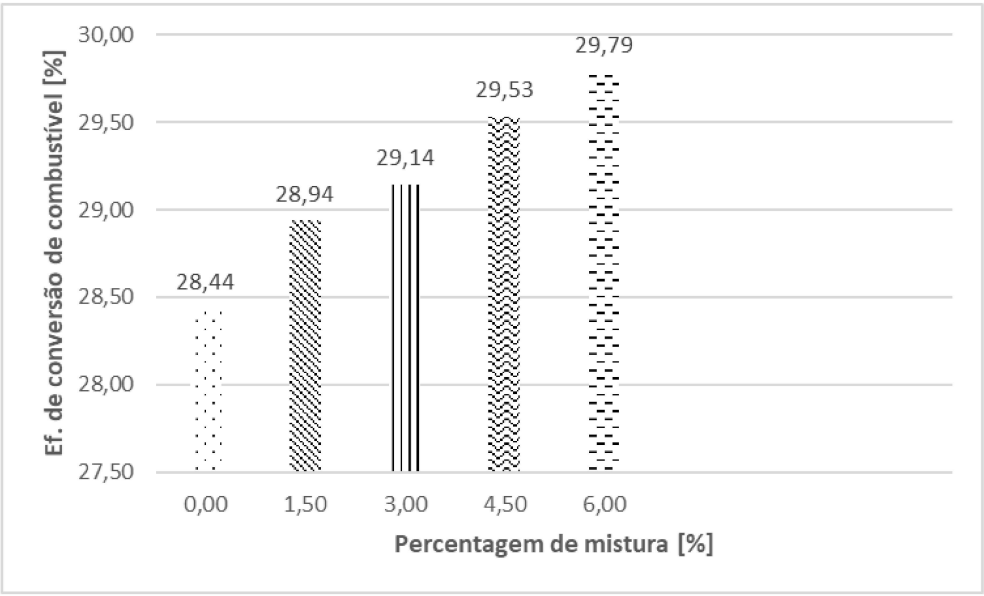


Fonte: Elaborada pela autora.

Como validação do consumo específico de combustível indicado, utiliza-se a eficiência de conversão de combustível.

A Figura 25 corrobora a redução do consumo específico percebido anteriormente por meio do aumento da eficiência de conversão de combustível à medida que a vazão de gás hidrogênio de alta pureza aumenta.

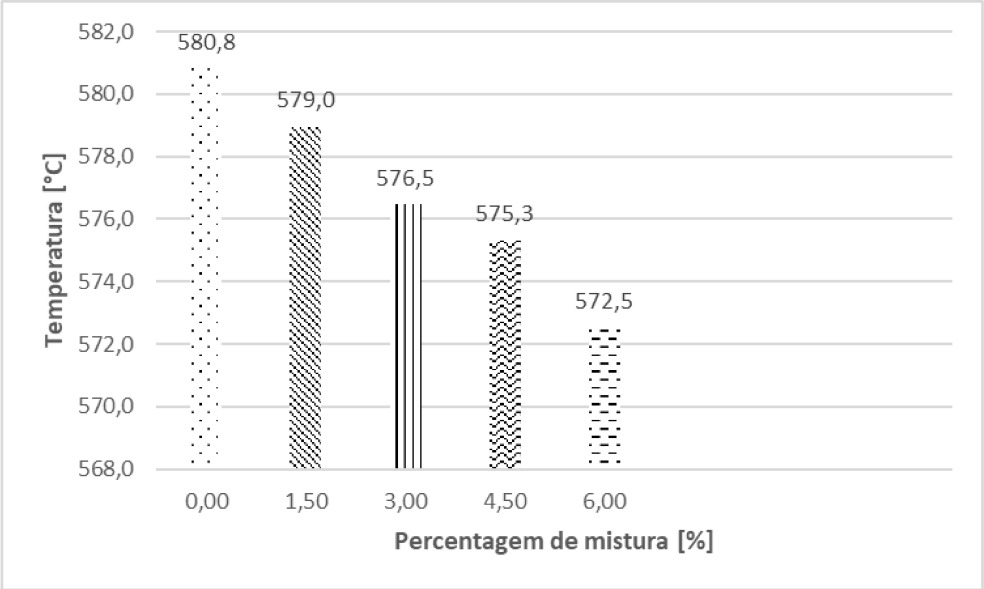
Figura 25 - Eficiência de conversão de combustível para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar



Fonte: Elaborada pela autora.

Pela Figura 26 observa-se que houve redução da temperatura de exaustão à medida que a vazão de gás hidrogênio de elevada pureza é aumentada. Esse fato permite concluir que a energia gerada pelo processo de combustão é aproveitada no motor.

Figura 26 - Temperatura de exaustão para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar



Fonte: Elaborada pela autora.

A Tabela 27 mostra a temperatura de admissão. Observa-se pequena variação desse parâmetro em razão da estabilidade do processo de combustão para as vazões de gás hidrogênio de elevada pureza utilizadas.

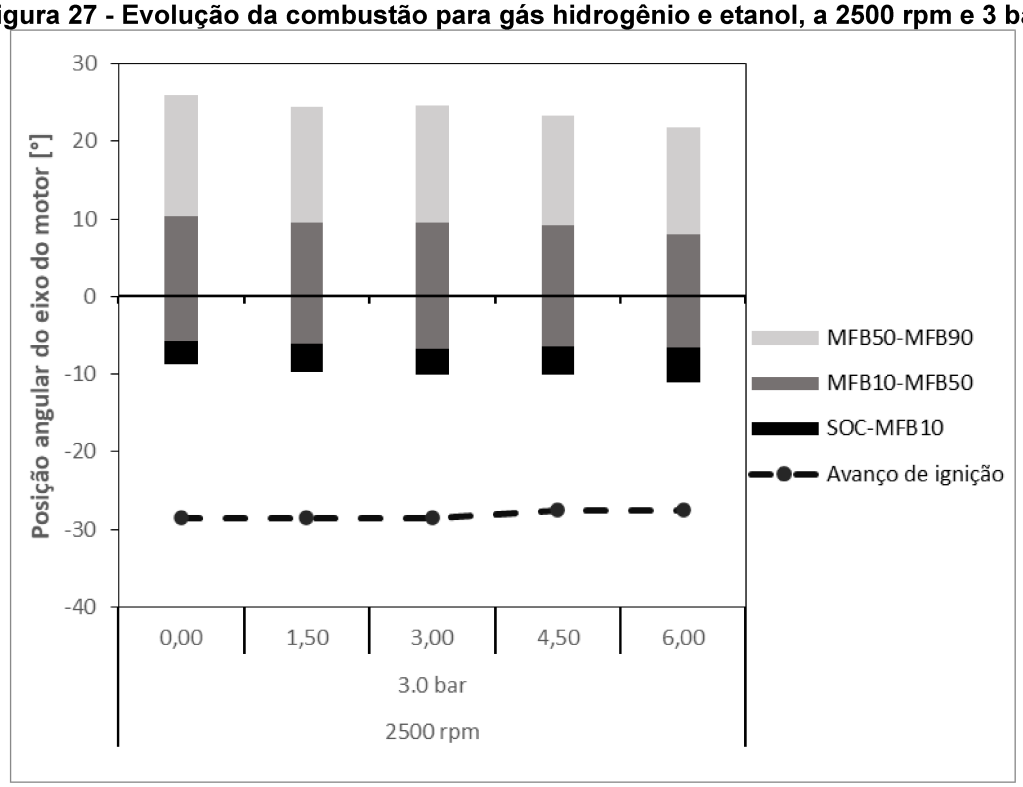
Tabela 27 - Temperatura de admissão para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar

Temperatura [°C]
25,9
26,0
25,8
25,1
25,0

Fonte: Elaborada pela autora.

Realizou-se também a análise da evolução do processo de combustão, conforme apresentado na Figura 27.

Figura 27 - Evolução da combustão para gás hidrogênio e etanol, a 2500 rpm e 3 bar



Fonte: Elaborada pela autora.

Percebe-se que há pequena variação no ajuste do avanço de ignição quando se compara a injeção de gás hidrogênio de elevada pureza ao combustível puro (vazão igual a 0,00% v/v). Além disso, há redução do retardo de ignição (*ignition delay*) com o aumento da vazão do gás de elevada pureza, fato este que pode ser visualizado por meio do intervalo entre o avanço da ignição e o início da combustão (SOC).

Com o uso das duas maiores vazões de gás, há tendência de início antecipado do processo de combustão, fato que leva à melhor centralização do processo e ao aproveitamento da energia gerada.

A centralização da combustão pode ser verificada com o posicionamento do MBF50% próximo a 10°CA DPMS.

Comparado ao uso da mistura sintética gasosa rica em gás hidrogênio, observa-se similaridade quanto ao início da combustão (que ocorre adiantada) e quanto à centralização. É possível observar que, com o uso de gás hidrogênio de elevada pureza, há progressão no adiantamento da combustão à medida que a vazão é aumentada, enquanto para o uso de mistura sintética gasosa, o adiantamento ocorre de maneira mais acentuada para 4 e 6% v/v de mistura sintética gasosa adicionada ao processo.

4.2 MISTURA SINTÉTICA GASOSA E ETANOL

Nesta seção são apresentados os principais resultados dos ensaios, com todas as percentagens de mistura sintética gasosa e etanol.

A primeira variável a ser discutida é o ISFC. Os resultados obtidos mostraram tendência de redução dos valores referentes a esse parâmetro à medida que a vazão de mistura sintética gasosa é aumentada, embora a redução passe a ser menos significativa à medida que essa vazão é aumentada, em todas as condições ensaiadas.

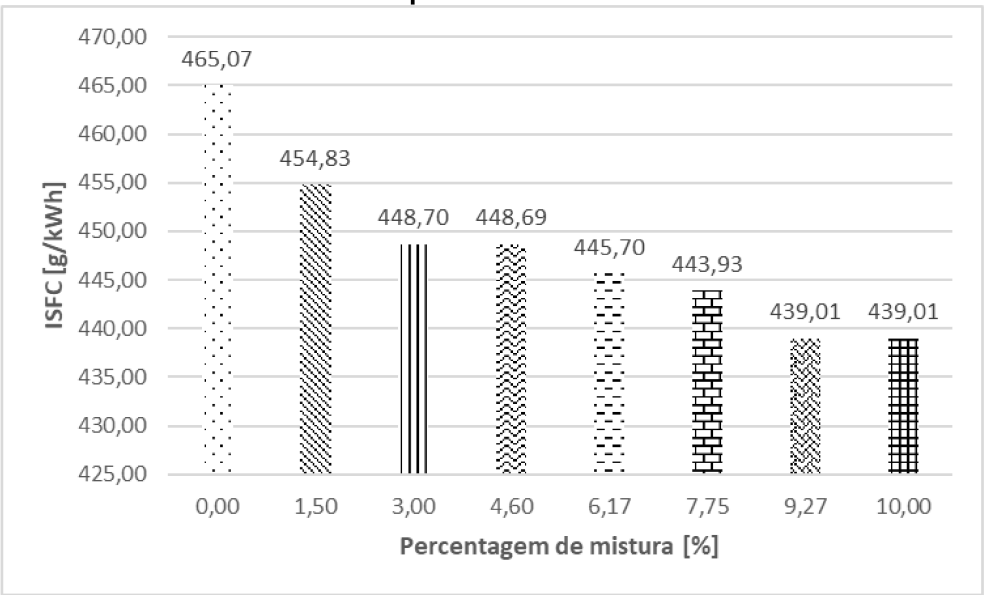
Essas percepções podem ser tomadas para todas as condições ensaiadas, conforme Figuras 28 a 36, que representam a vazão mássica de mistura sintética gasosa nas abcissas, e o ISFC nas ordenadas. Importante frisar que a vazão indicada se refere à substituição mássica de etanol por mistura sintética gasosa.

Dentre todos os pontos ensaiados, destacam-se os de rotação 2500 rpm e pressão média efetiva indicada de 3 bar, 2500 rpm de rotação e 5 bar de pressão média efetiva indicada.

O primeiro mostrou redução de mais de 5% no valor do consumo específico de combustível. Esses pontos são dois dos mais significativos no que diz respeito ao ciclo de rodagem urbano (FTP-75), já que traduzem a rodagem cotidiana, e reforçam o potencial do uso de gás de reforma em motores de combustão interna comerciais, uma vez que a obtenção dessa mistura sintética gasosa pode ser feita embarcada ao veículo, além de ter demonstrado segurança durante a operação do motor de pesquisa, já que o gás hidrogênio não está isolado.

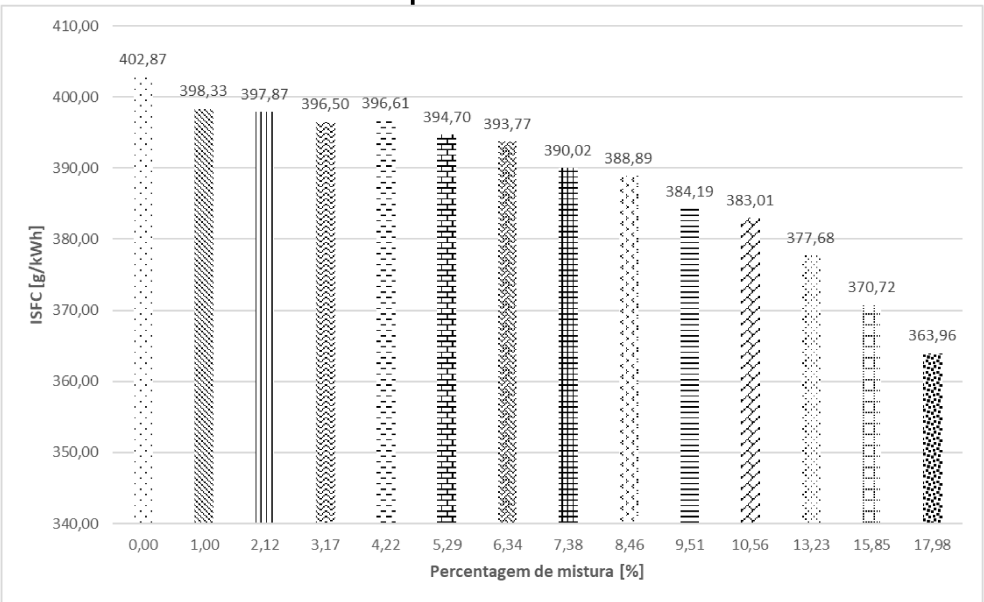
O consumo específico indica o quão eficiente o motor está sendo ao utilizar o combustível fornecido na produção de trabalho (Heywood, 2018).

Figura 28 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 3 bar



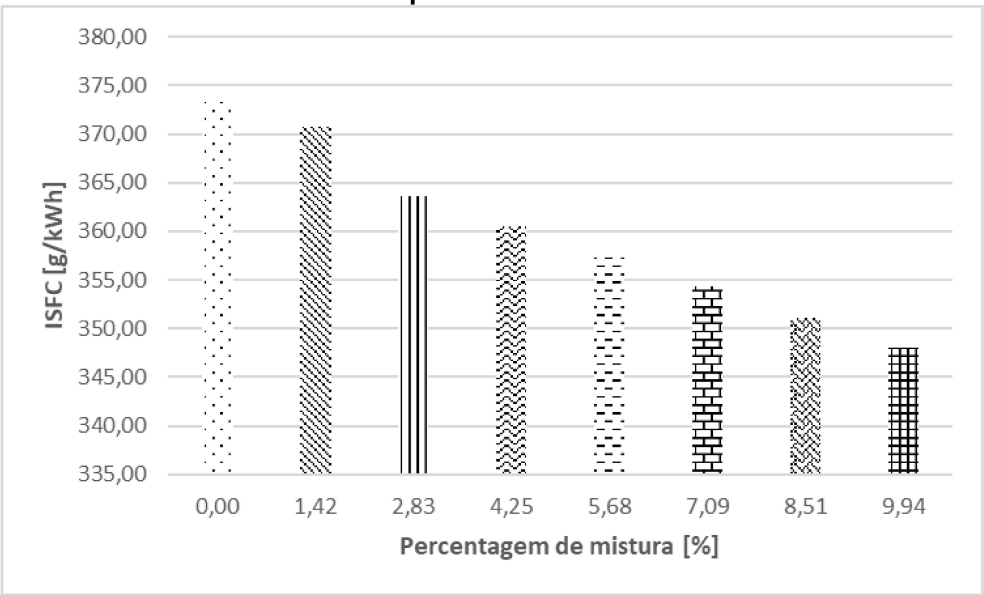
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 29 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 5 bar



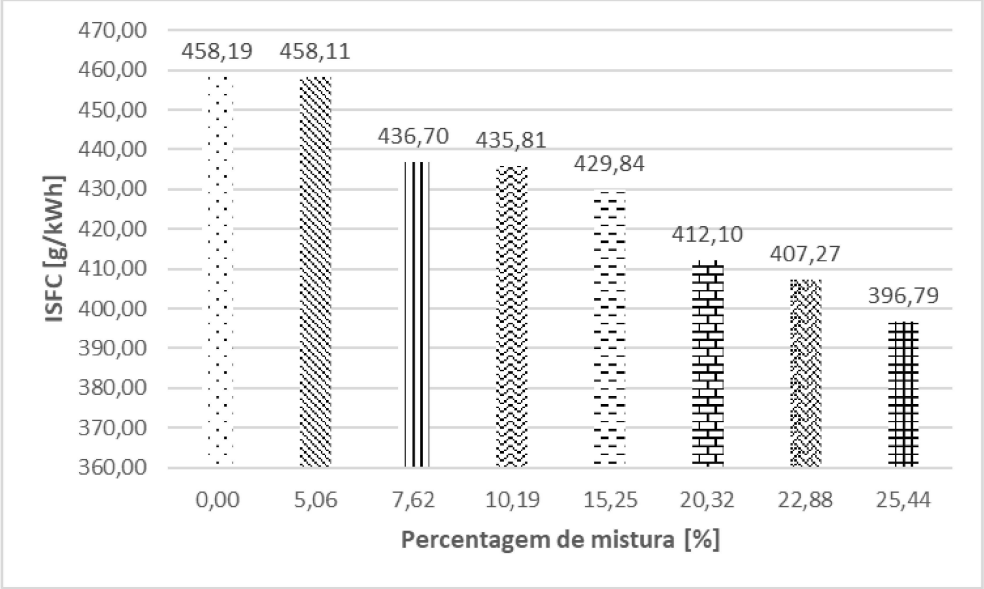
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 30 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 8 bar



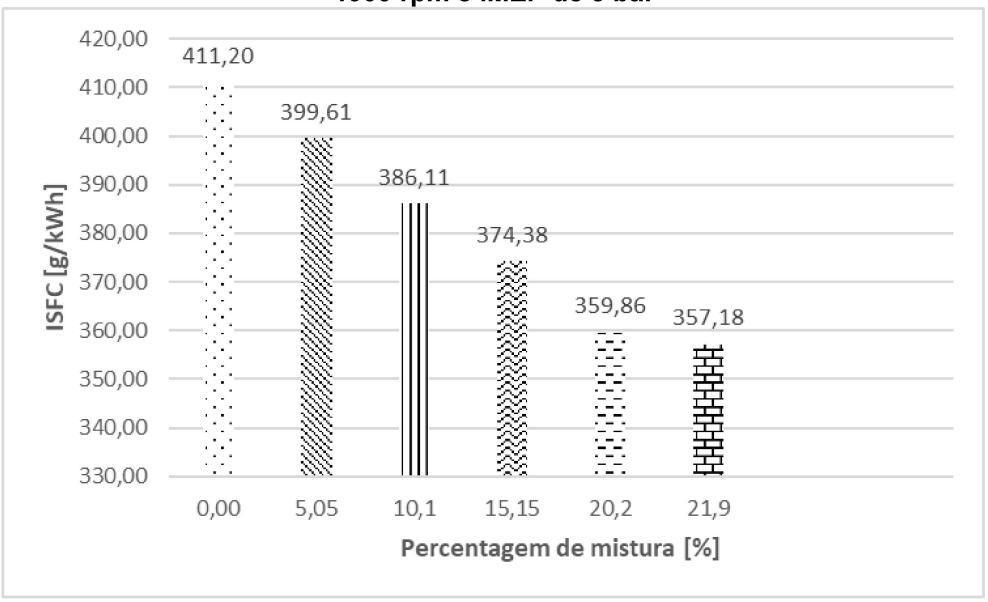
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 31 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 3 bar



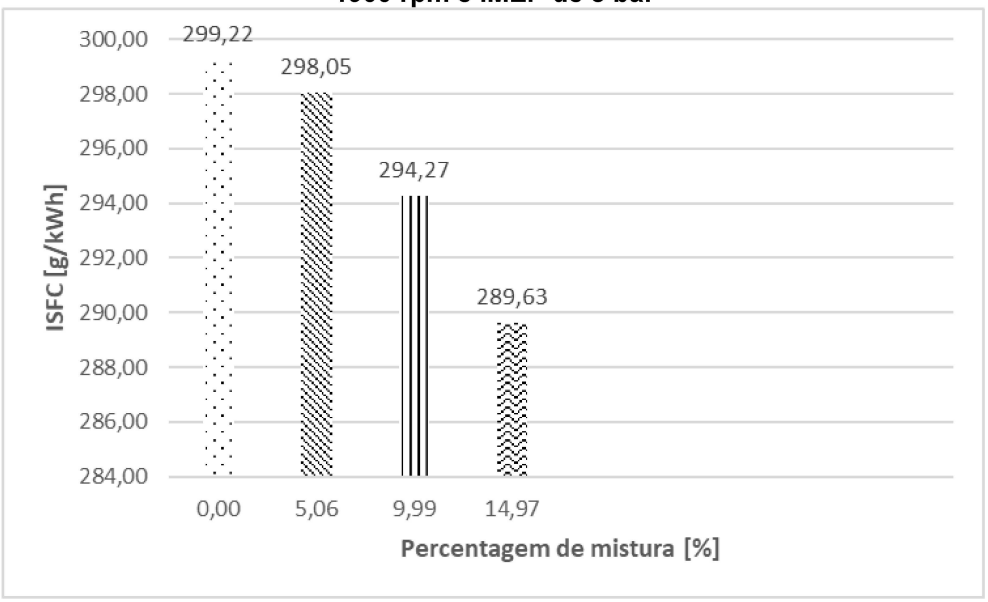
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 32 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 5 bar



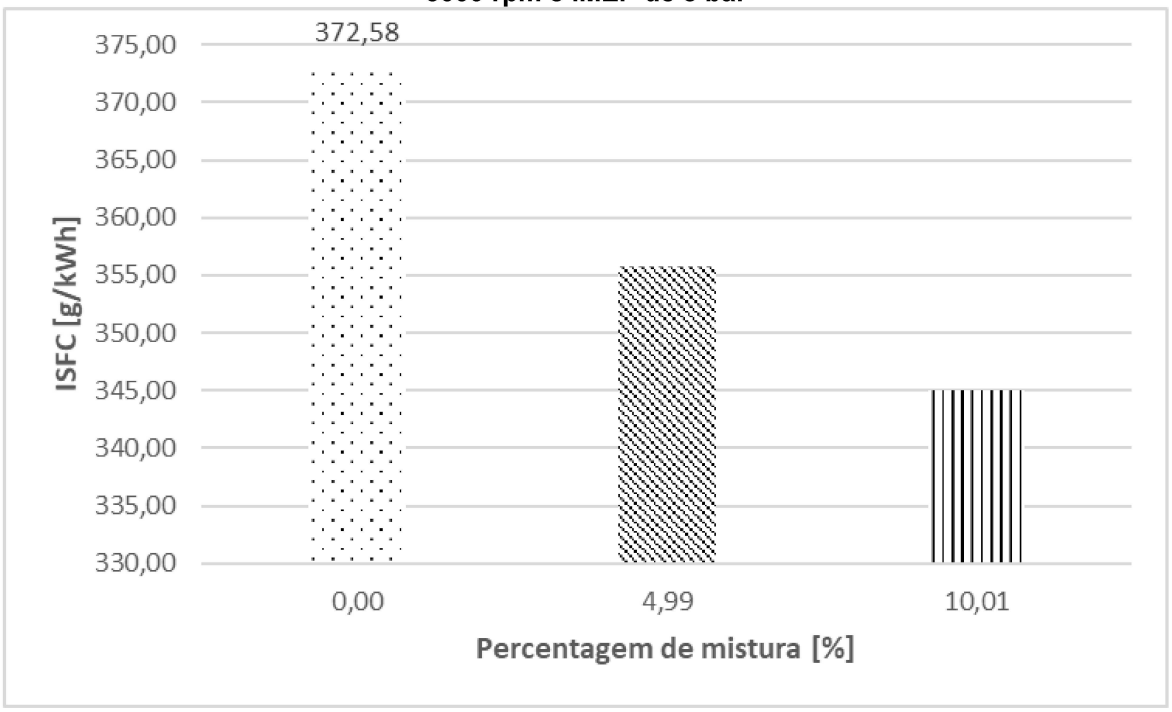
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 33 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 8 bar



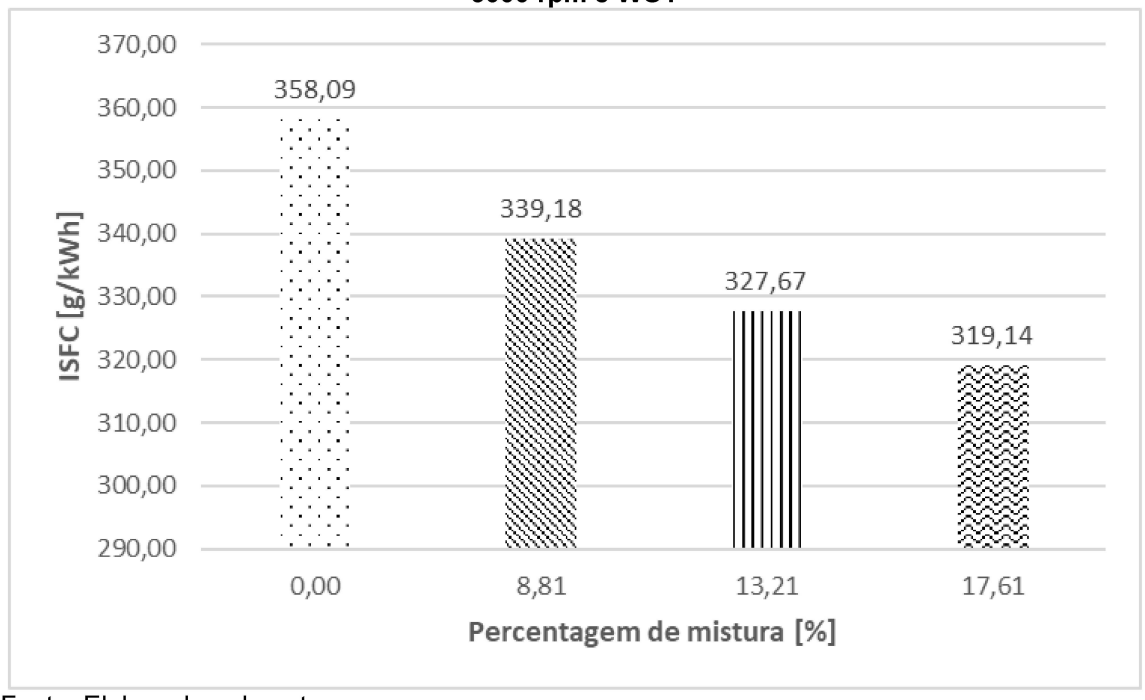
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 34 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e IMEP de 8 bar



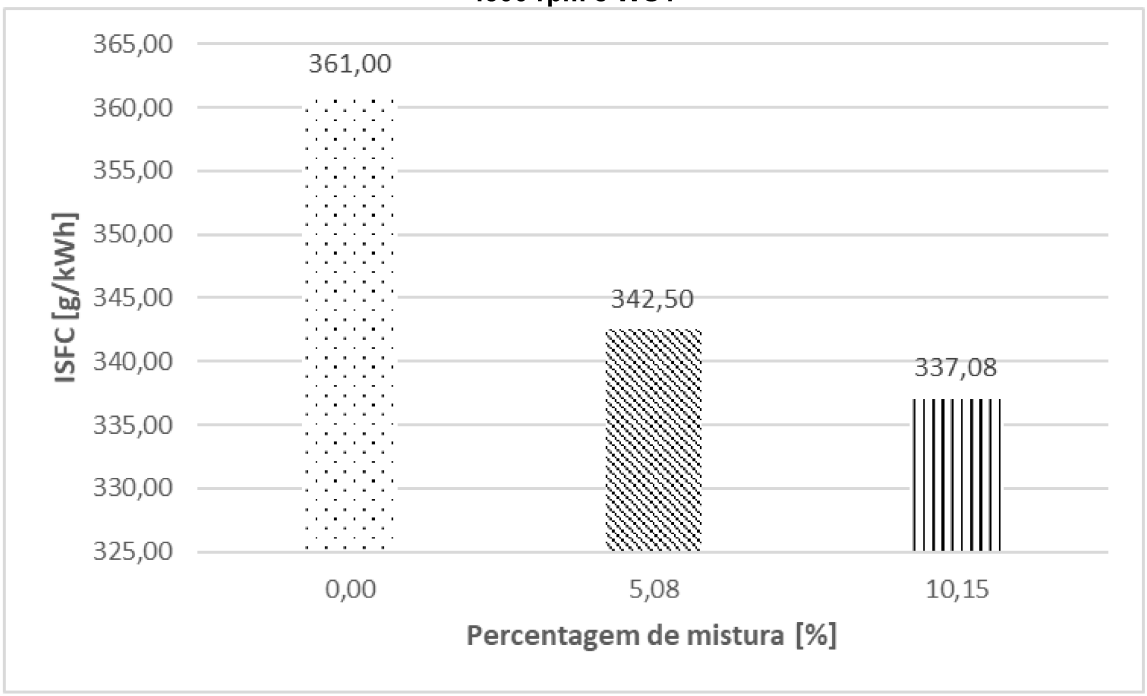
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 35 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 36 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

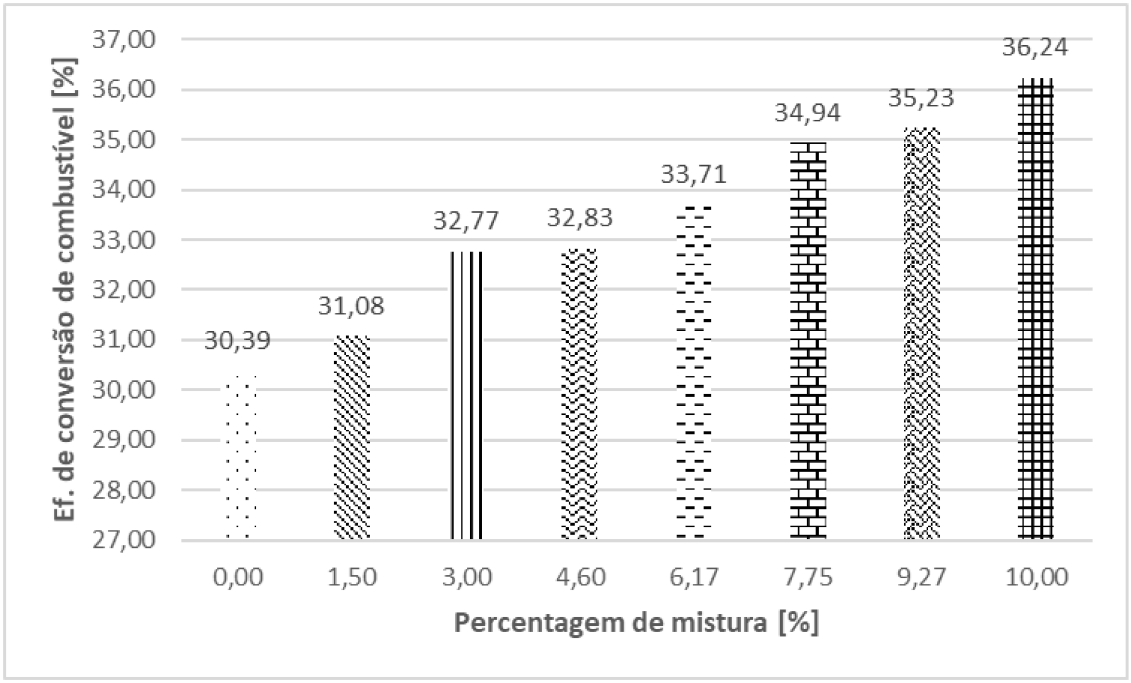
Como validação do consumo específico de combustível indicado (ISFC), é possível utilizar a eficiência de conversão de combustível, que é dado pelo inverso do ISFC. Esse parâmetro também pode ser calculado como a razão do trabalho produzido a cada ciclo e a quantidade de energia fornecida ao motor durante o processo de combustão.

A energia que cada combustível pode fornecer ao processo de combustão é dada pelo produto de sua massa e seu PCI. O PCI define o conteúdo energético disponível (Heywood, 2018).

A eficiência de conversão de combustível também pode ser calculada pelo inverso da multiplicação entre o consumo específico e o poder calorífico do combustível em questão.

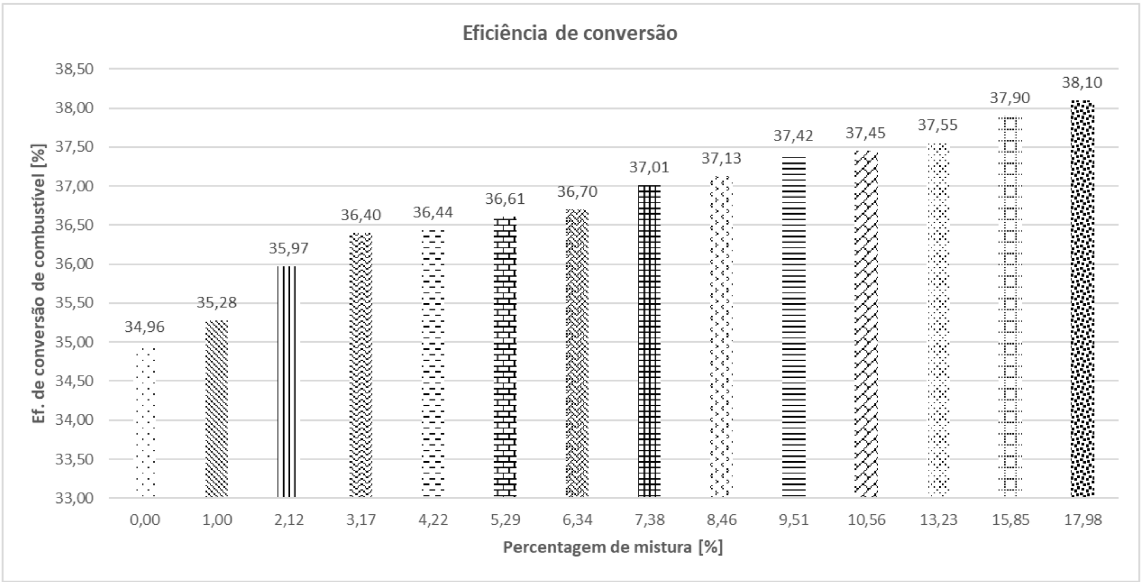
As Figuras 37 a 45 atestam a redução do consumo específico mostrado anteriormente, em todos os pontos, por meio do aumento da eficiência de conversão à medida que a vazão de mistura sintética gasosa cresce.

Figura 37 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 3 bar



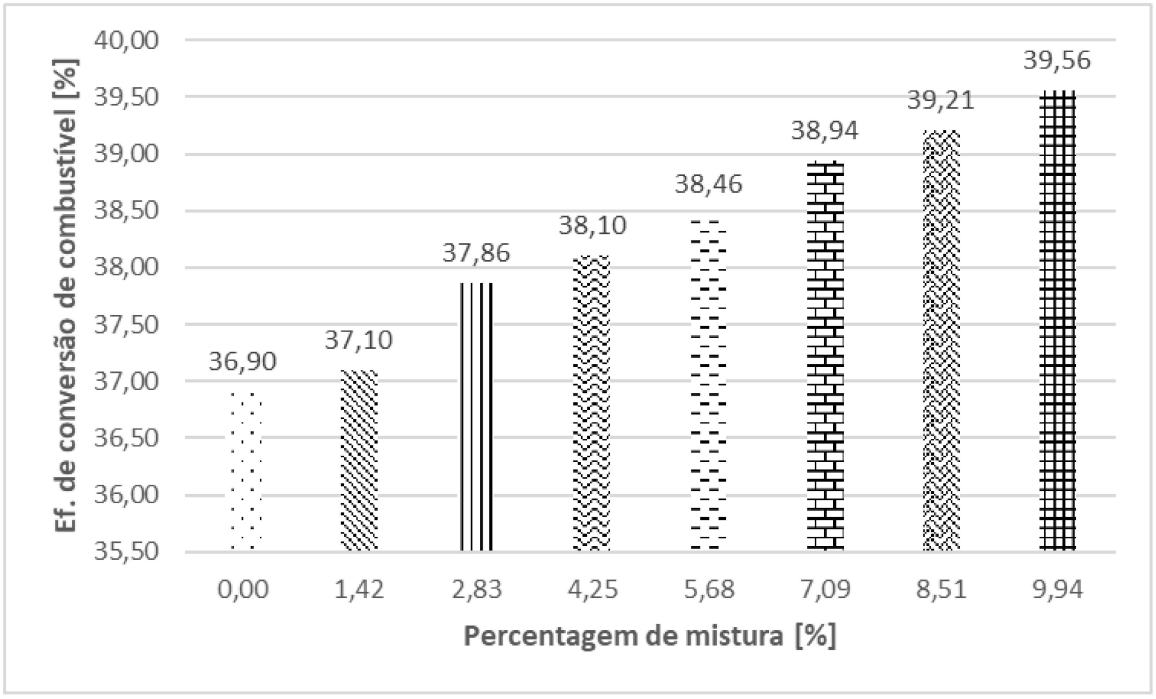
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 38 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 5 bar



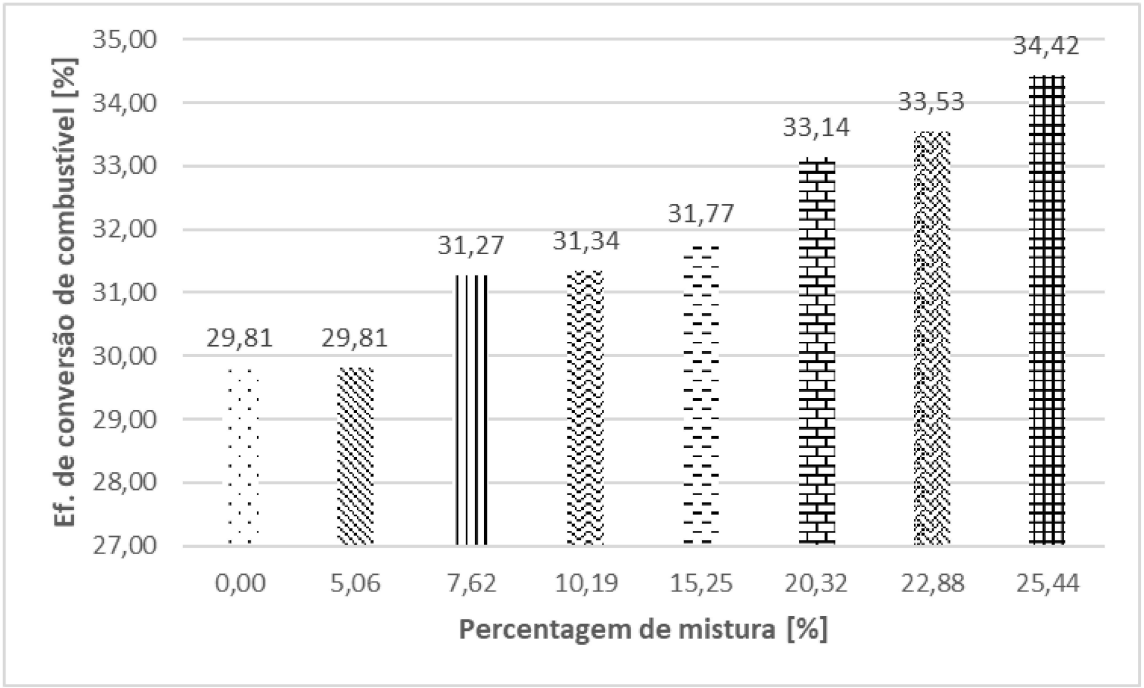
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 39 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 8 bar



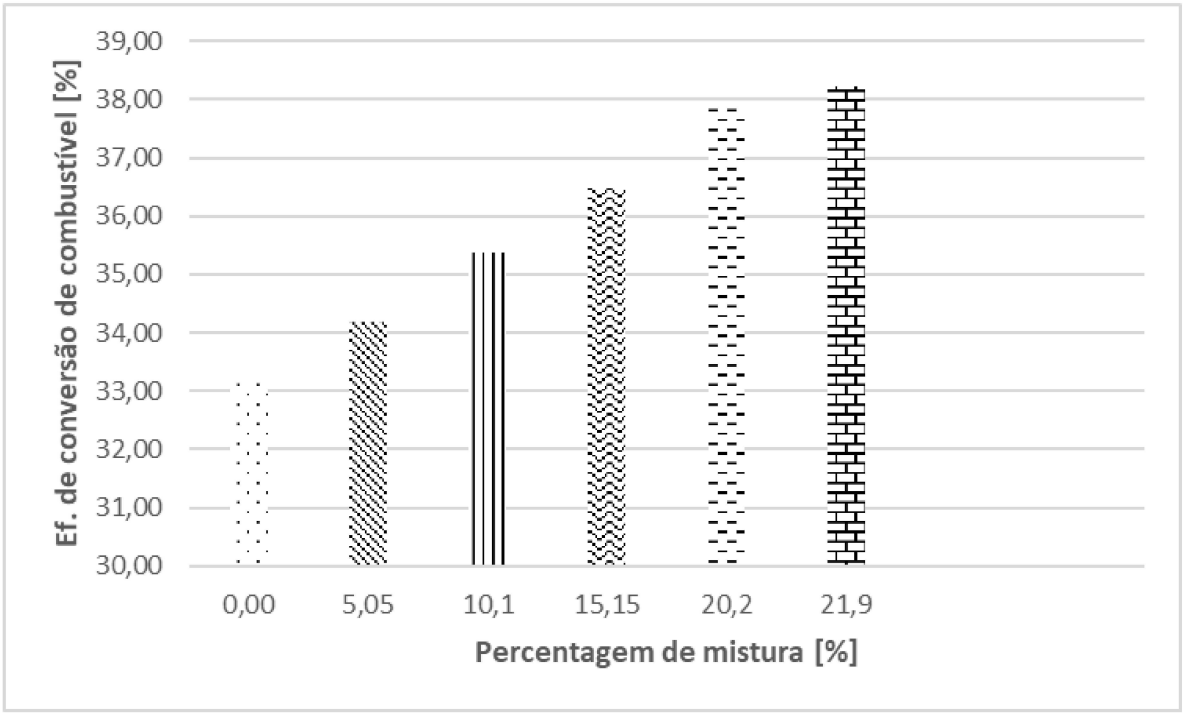
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 40 - ficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 3 bar



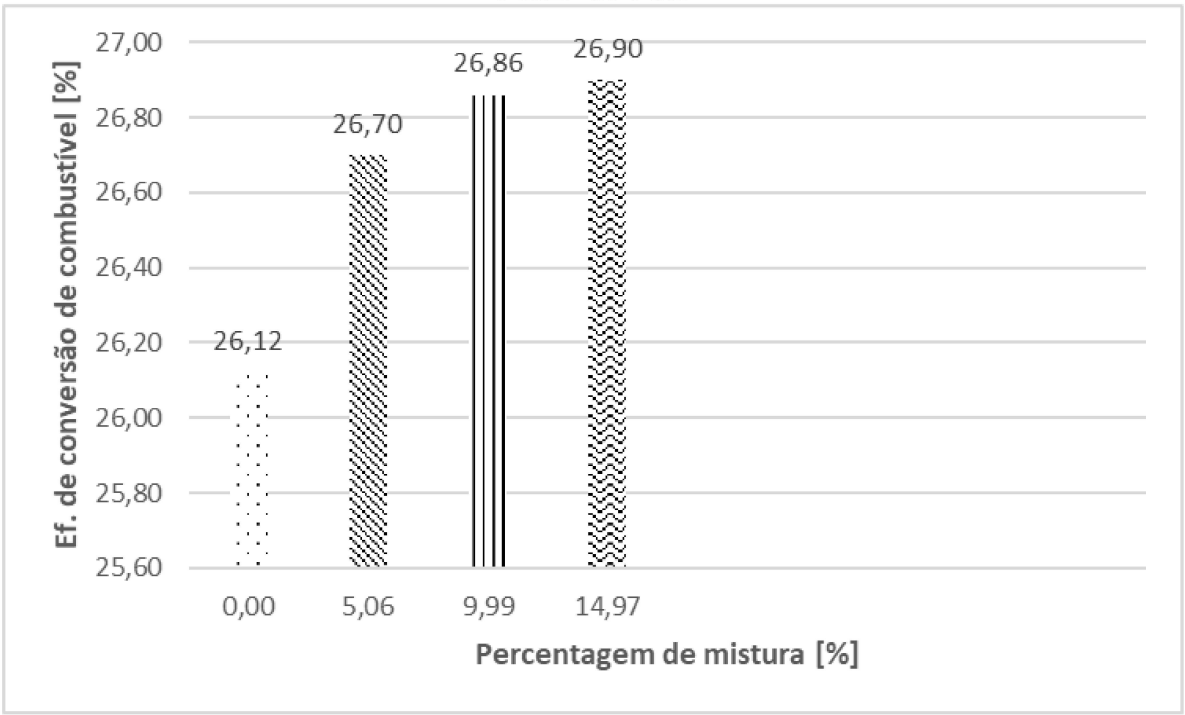
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 41 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 5 bar



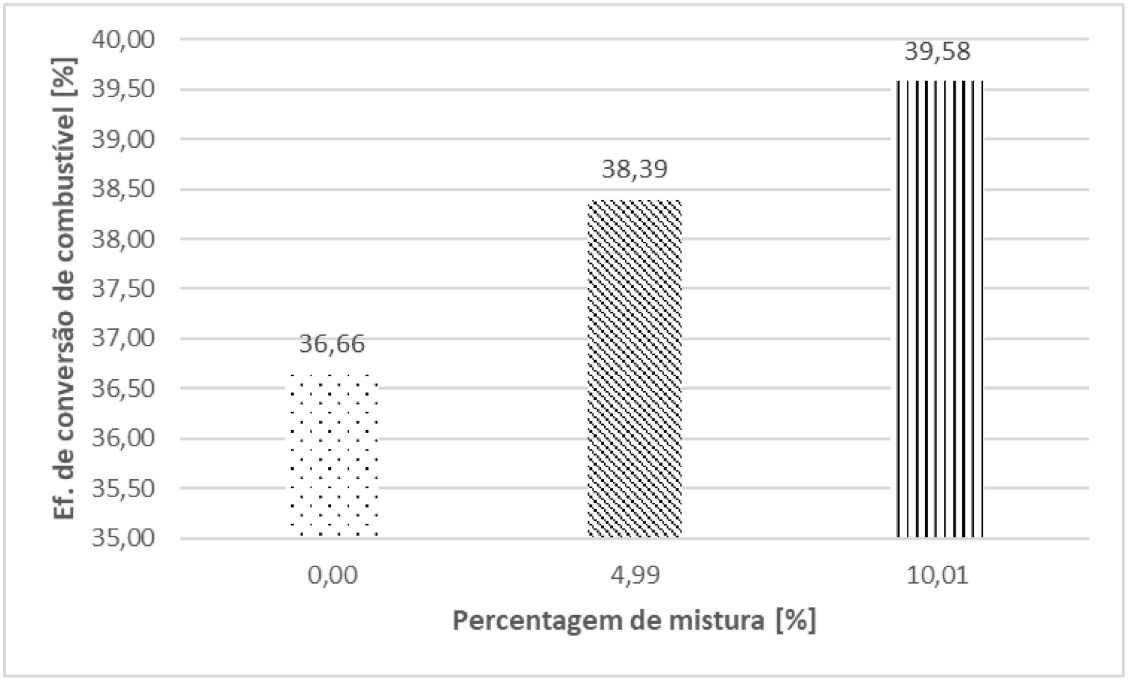
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 42 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 8 bar



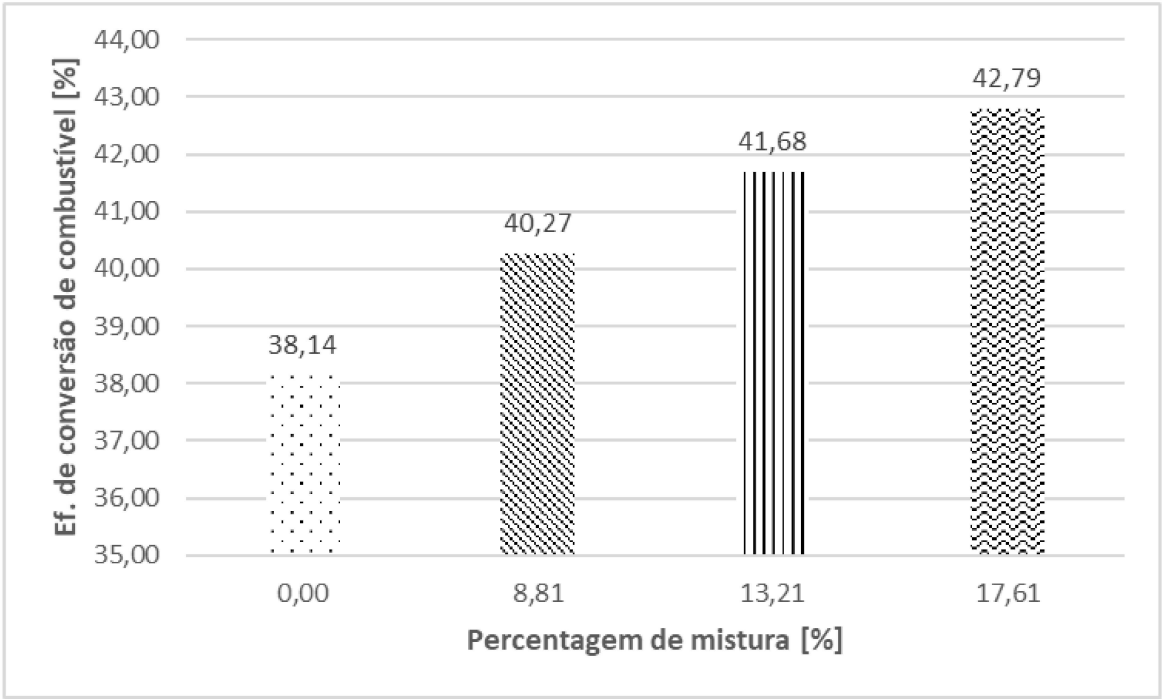
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 43 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e IMEP de 8 bar



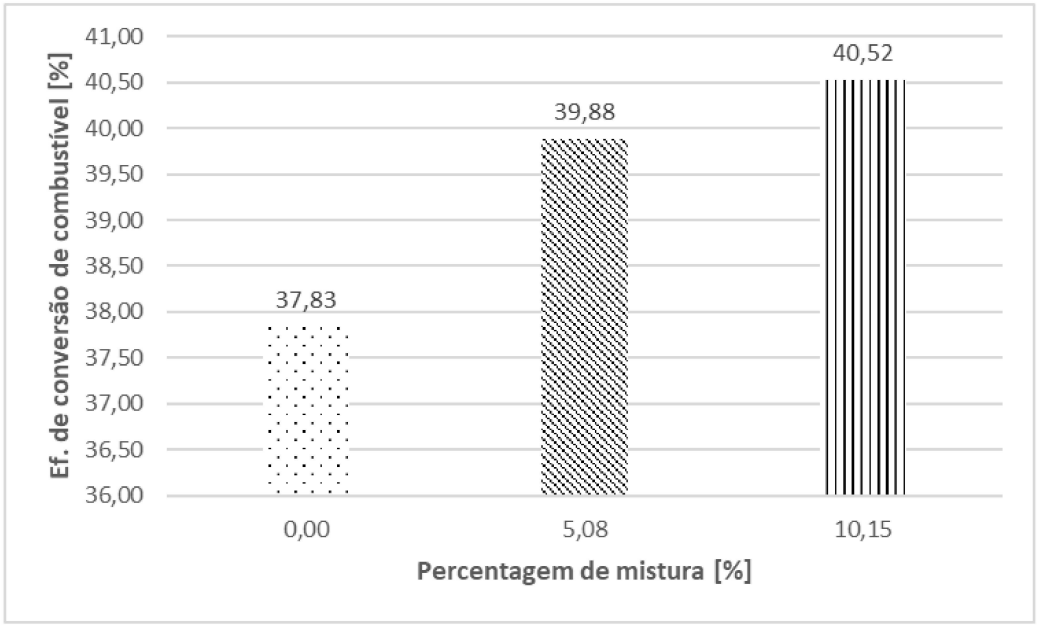
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 44 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

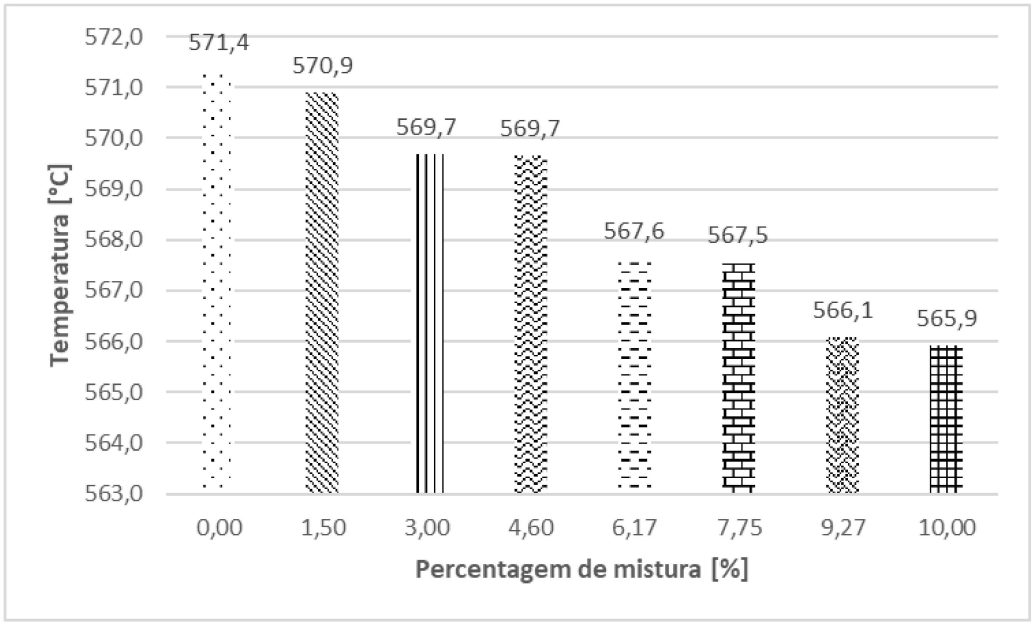
Figura 45 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

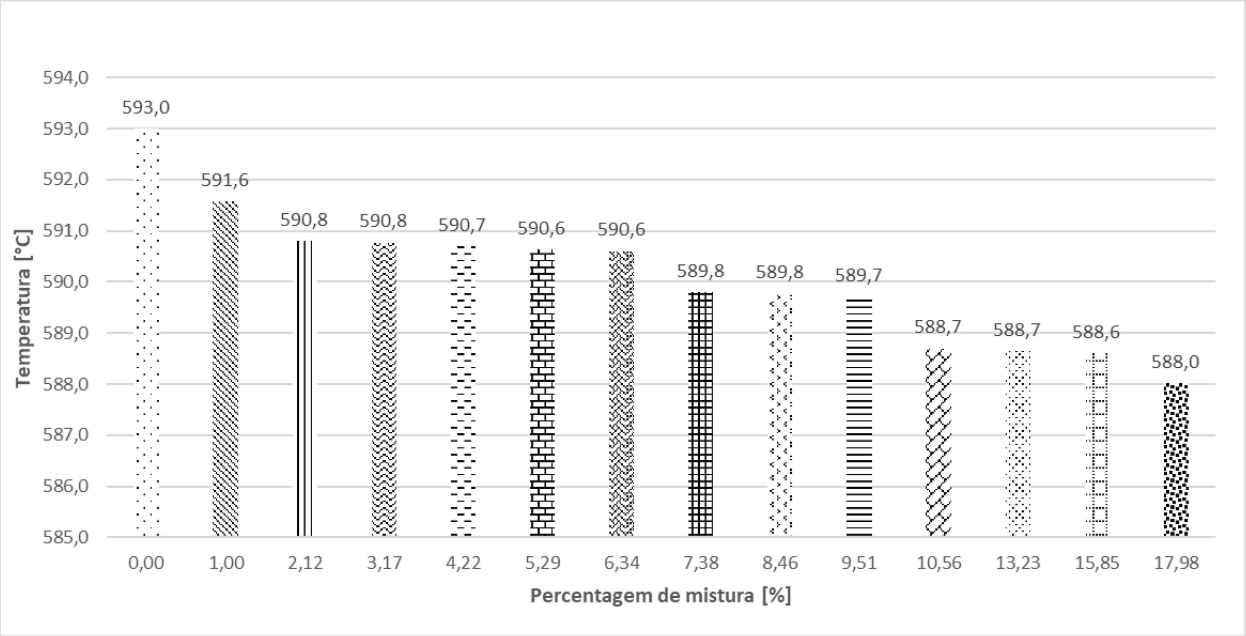
Nas Figuras 46 a 54 é possível observar que ocorre redução da temperatura de exaustão, à medida que a vazão de gás reformado aumenta, fato que respalda o aumento de eficiência de conversão de combustível, ou seja, há aproveitamento de energia gerada pelo processo de combustão quando se faz o uso de mistura sintética gasosa. A observação é válida para todos os pontos.

Figura 46 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 3 bar



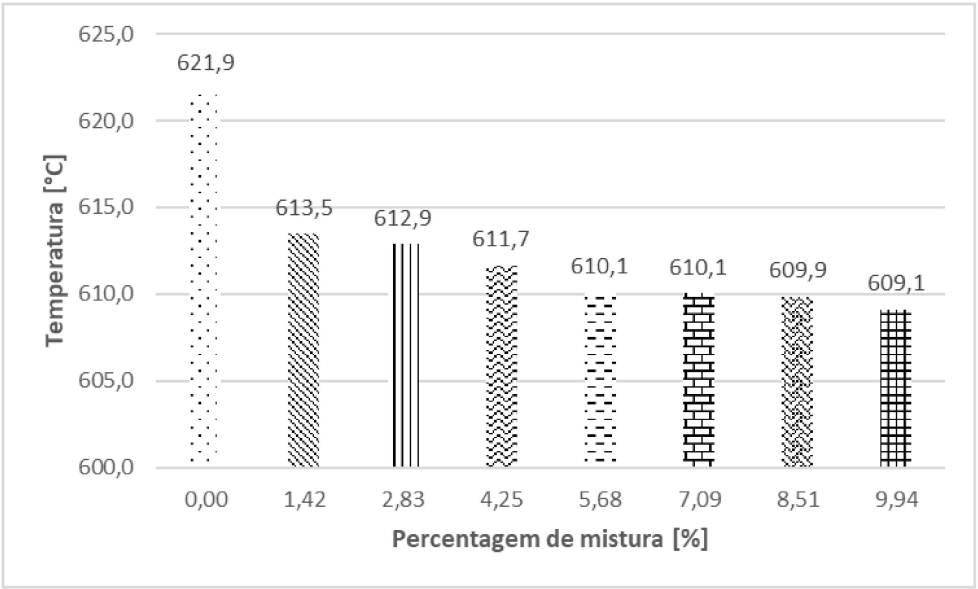
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 47 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 5 bar



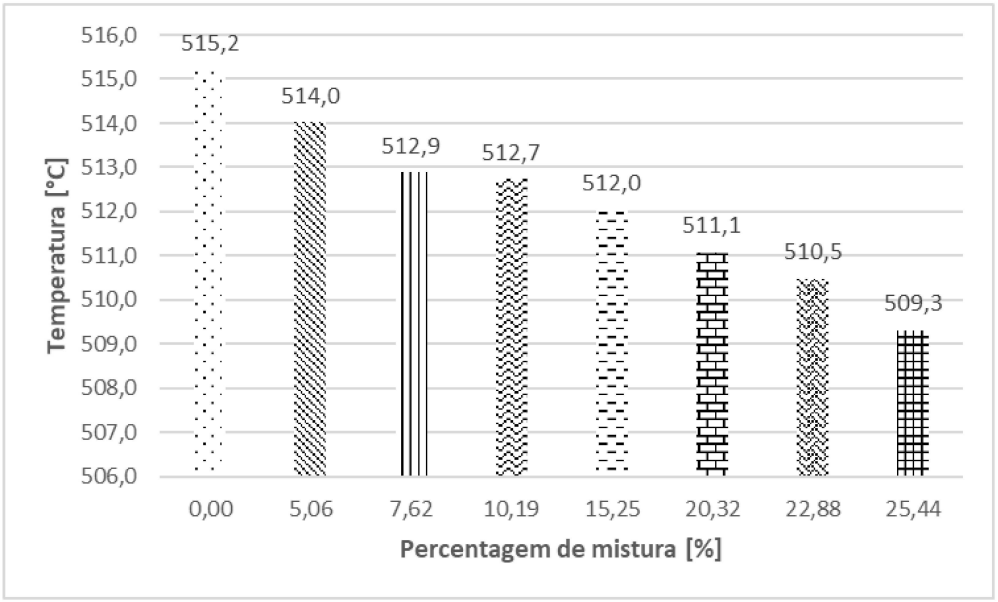
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 48 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e IMEP de 8 bar



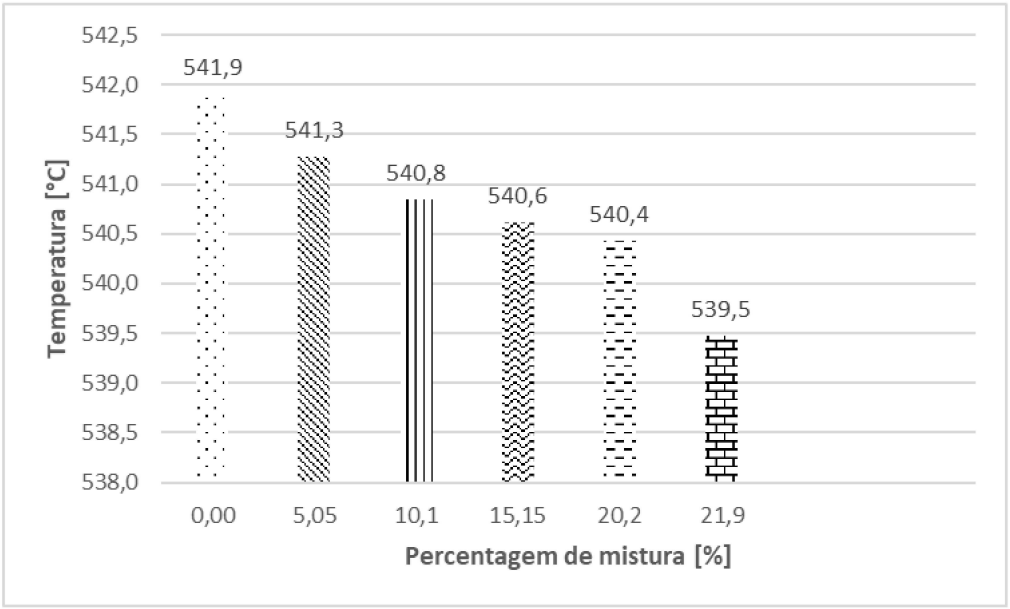
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 49 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 3 bar



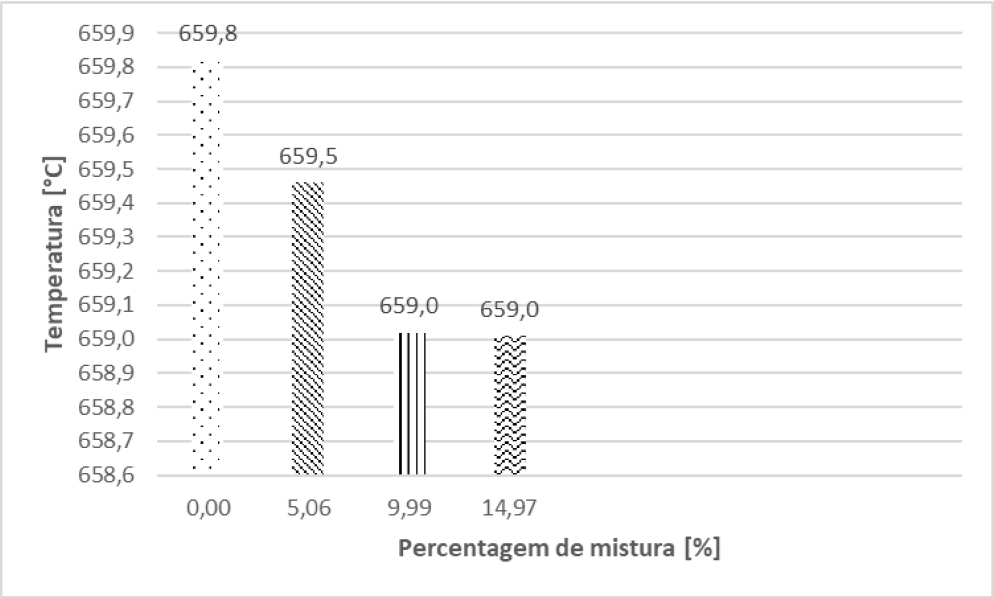
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 50 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 5 bar



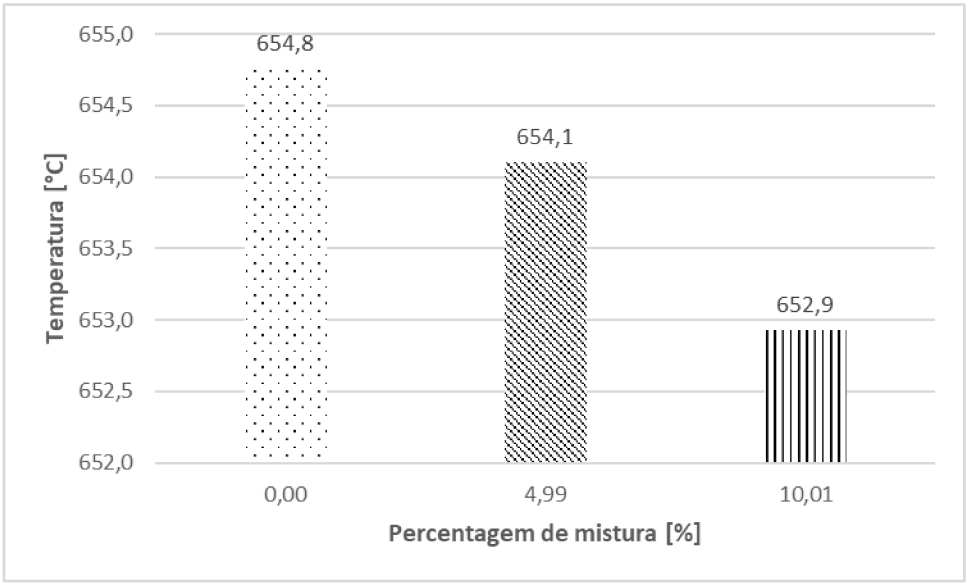
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 51 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e IMEP de 8 bar



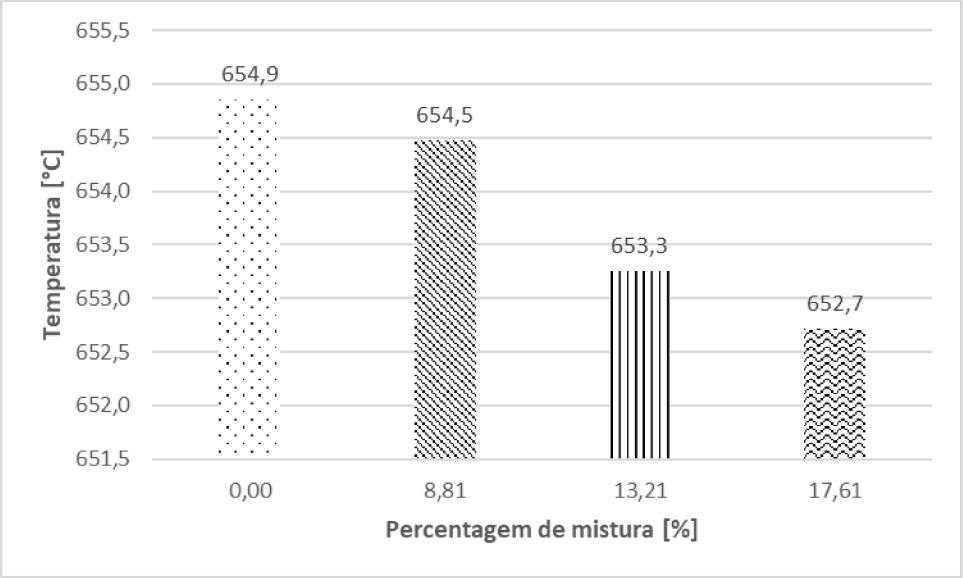
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 52 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e IMEP de 8 bar



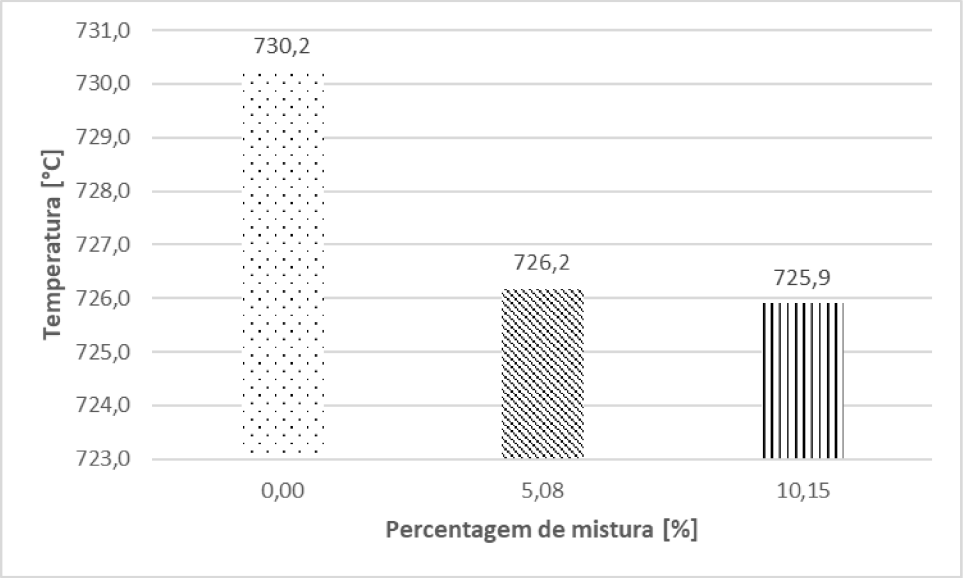
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 53 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 54 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

As Tabelas 28 a 36 representam as temperaturas de admissão para todas as condições de ensaios realizados. Como houve queda na eficiência volumétrica, conforme Figuras 32 a 40 (disponíveis no início desta seção), faz-se importante a análise destes dados. A expansão do gás e a redução do ar na admissão garantem a manutenção da temperatura de admissão.

Tabela 28 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 3 bar

Temperatura [°C]
26,1
26,1
25,9
26,3
26,5
27,2
27,5
28,1

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 29 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 5 bar

Temperatura [°C]
30,2
30,4
30,6
30,9
31,0
31,1
31,2
31,2
31,5
31,9
32,1
32,2
32,5
32,8

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 30 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 8 bar

Temperatura [°C]
30,2
29,8
29,6
29,4
29,3
29,2
29,1
29,1

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 31 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 3 bar

Temperatura [°C]
31,9
32,8
32,9
33,0
33,2
33,3
33,4
33,5

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 32 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 5 bar

Temperatura [°C]
32,9
32,7
32,7
32,8
32,9
33,1

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 33 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 8 bar

Temperatura [°C]
31,8
32,1
32,2
32,2

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 34 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e 8 bar

Temperatura [°C]
27,9
28,1
28,4

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 35 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT

Temperatura [°C]
28,7
29,1
29,1
28,2

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 36 - Temperatura de admissão para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT

Temperatura [°C]
28,6
28,8
28,7

Fonte: Elaborada pela autora.

A análise da evolução do processo de combustão foi realizada para todos os pontos ensaiados.

É possível perceber que há manutenção do avanço de ignição, quando se compara a injeção de mistura sintética gasosa ao combustível puro, além da tendência a redução do retardo de ignição (*ignition delay*), o que pode ser visualizado por meio do intervalo entre o avanço da ignição e o início da combustão (*Start of Combustion* - SOC), nos gráficos das Figuras 55 a 63.

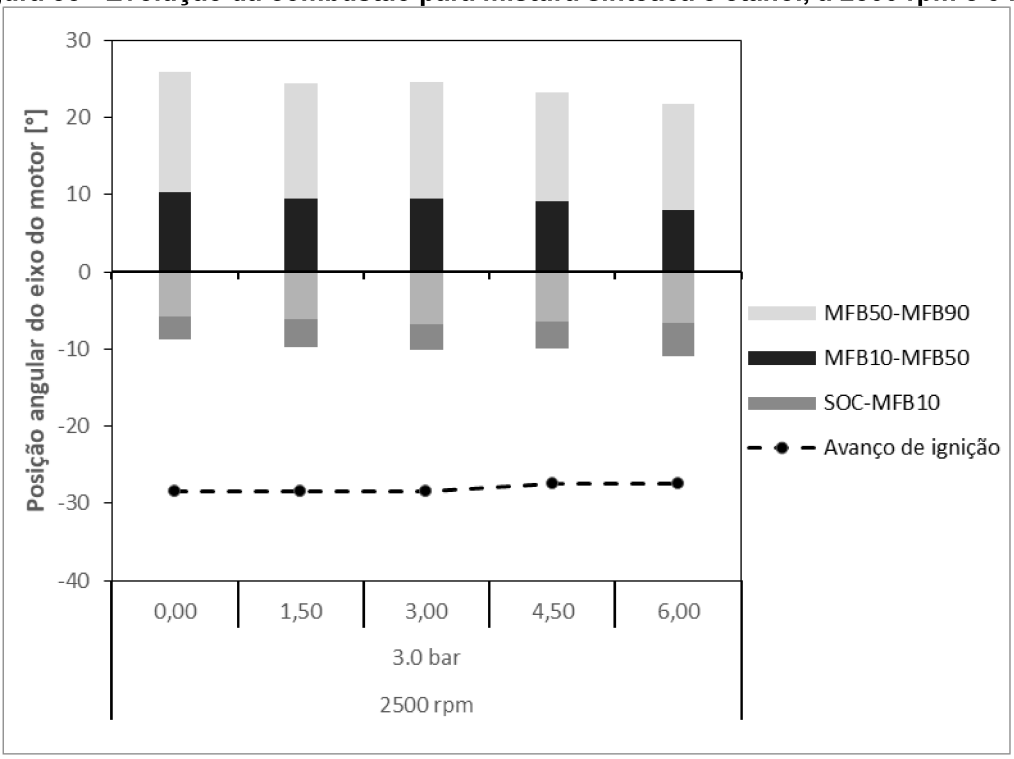
Com o mesmo avanço de ignição, há tendência de início antecipado do processo de combustão, evento que permite melhor centralização desse processo, fato que ocorre para todas as condições de teste.

A centralização da combustão pode ser atestada por meio do posicionamento do MBF50% (*mass burned fraction* – 50% da massa queimada), que se apresenta próximo a 8°CA depois do ponto morto superior (DPMS) em todas os pontos.

Destaca-se que para a rotação de 4500 rpm e borboleta completamente aberta, a duração da combustão é muito curta, já que a turbulência promove a rápida nucleação e propagação de chama a partir do combustível primário, apenas.

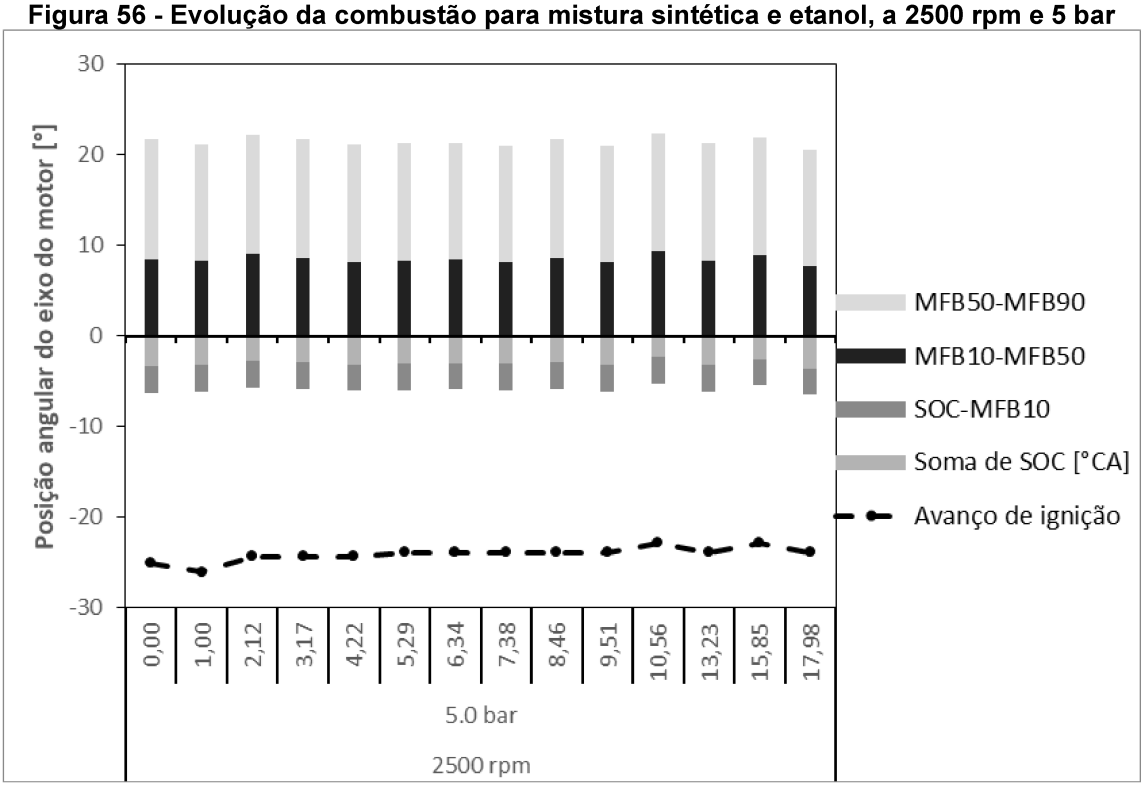
As Figuras 55 a 63 permitem o acompanhamento desses parâmetros.

Figura 55 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 3 bar



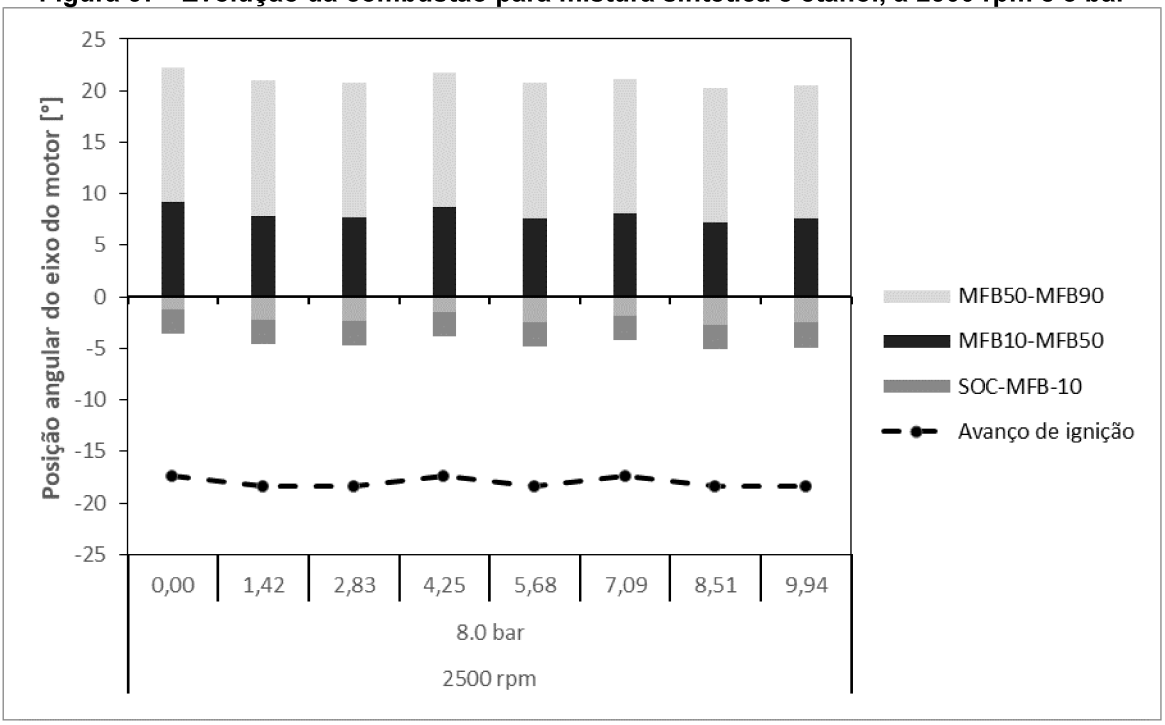
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 56 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 5 bar



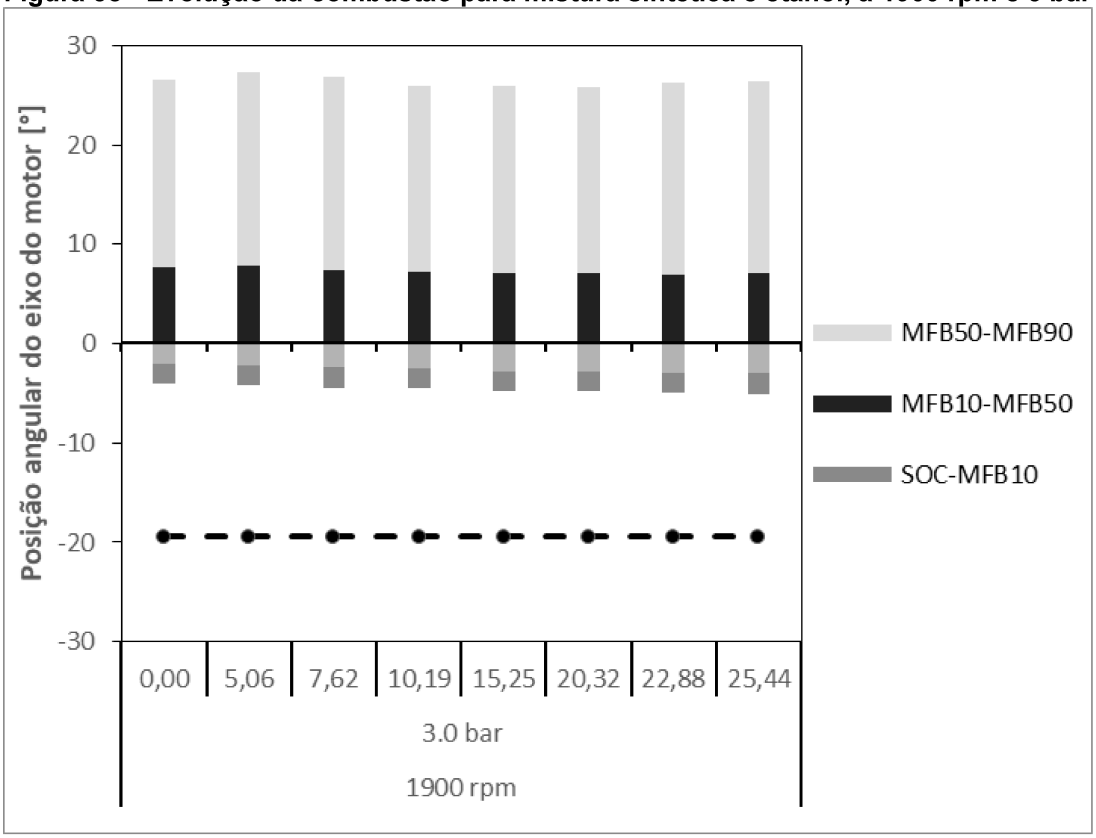
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 57 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 8 bar



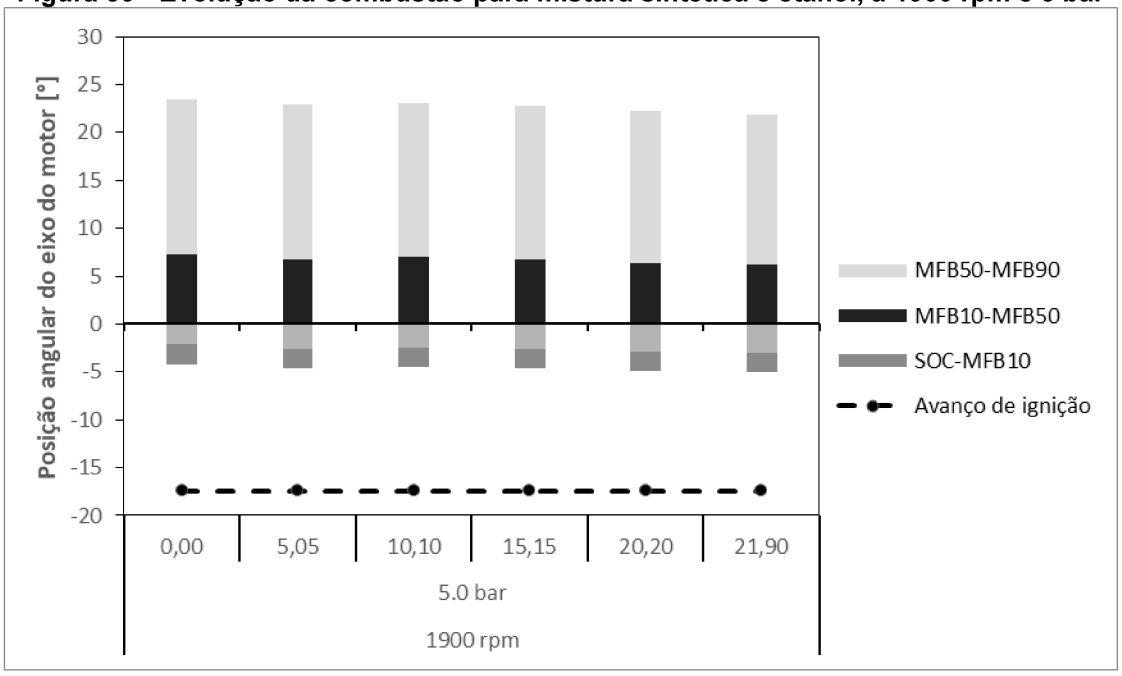
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 58 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 3 bar



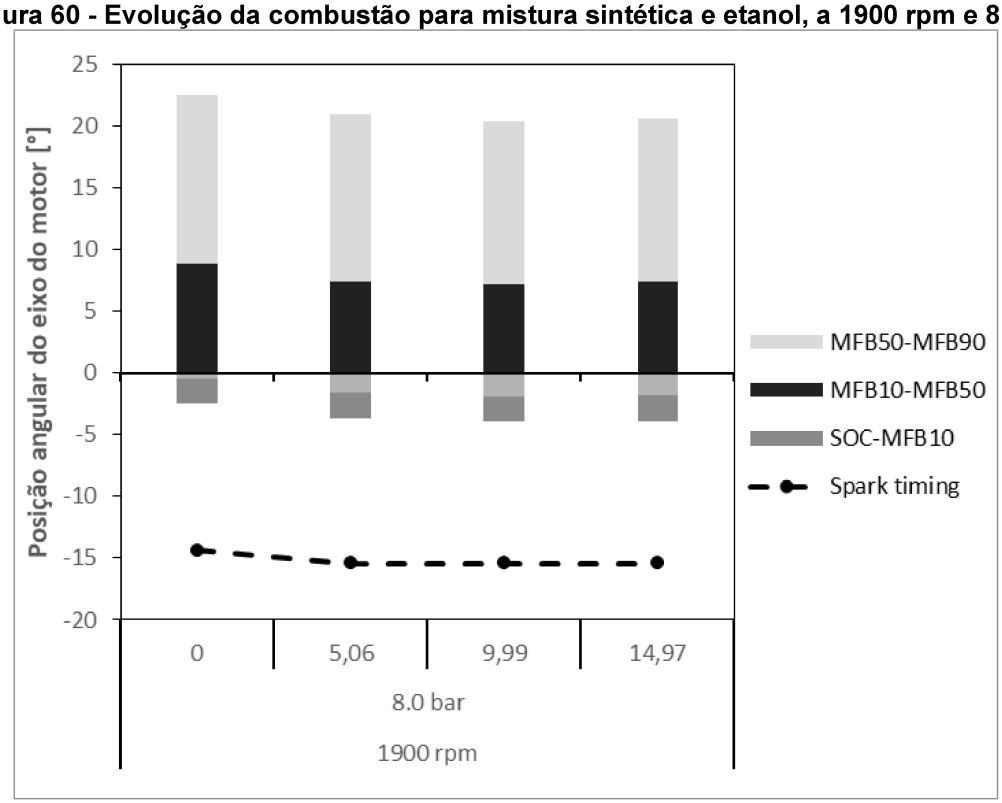
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 59 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 5 bar



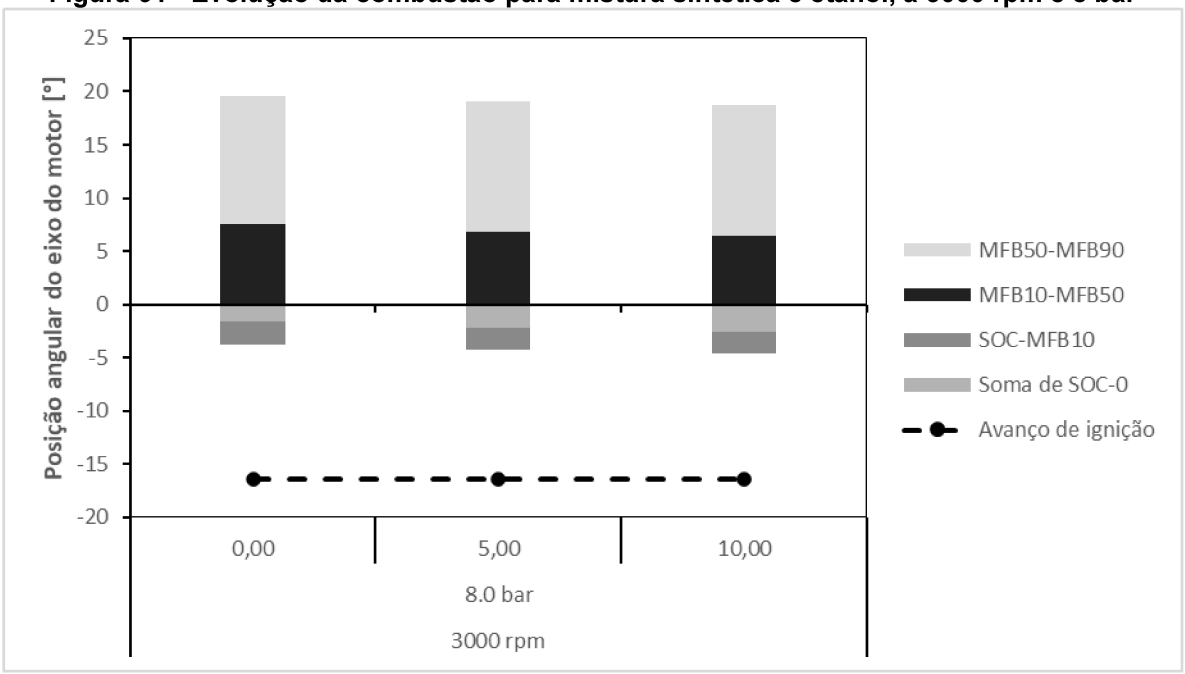
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 60 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 8 bar



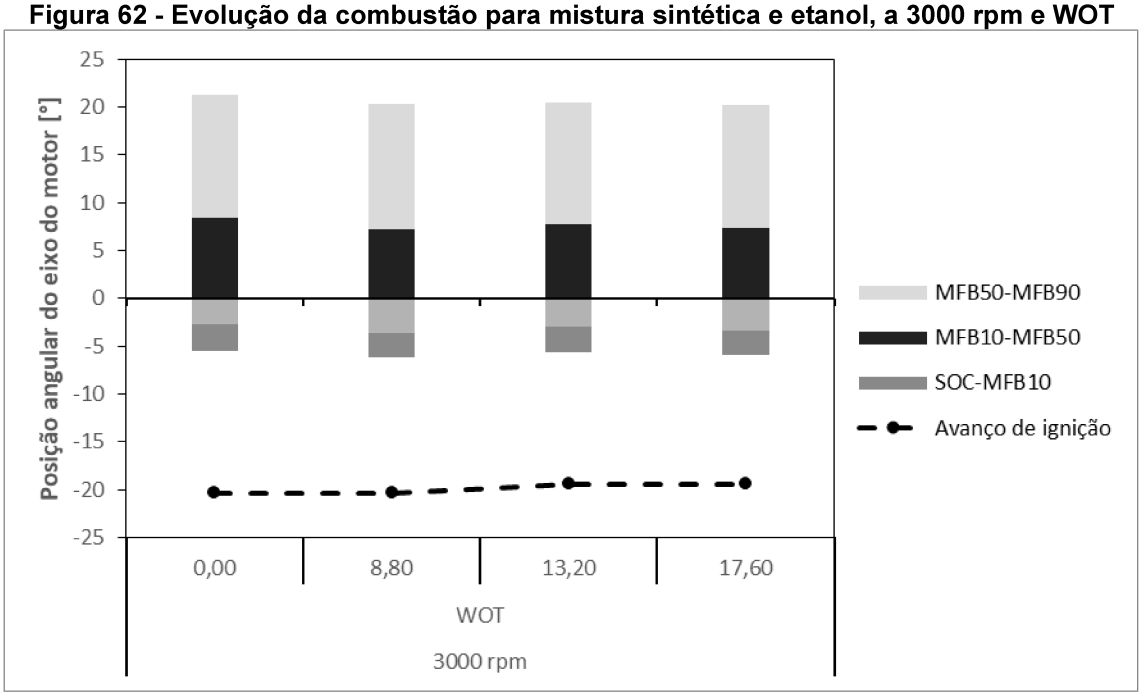
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 61 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e 8 bar



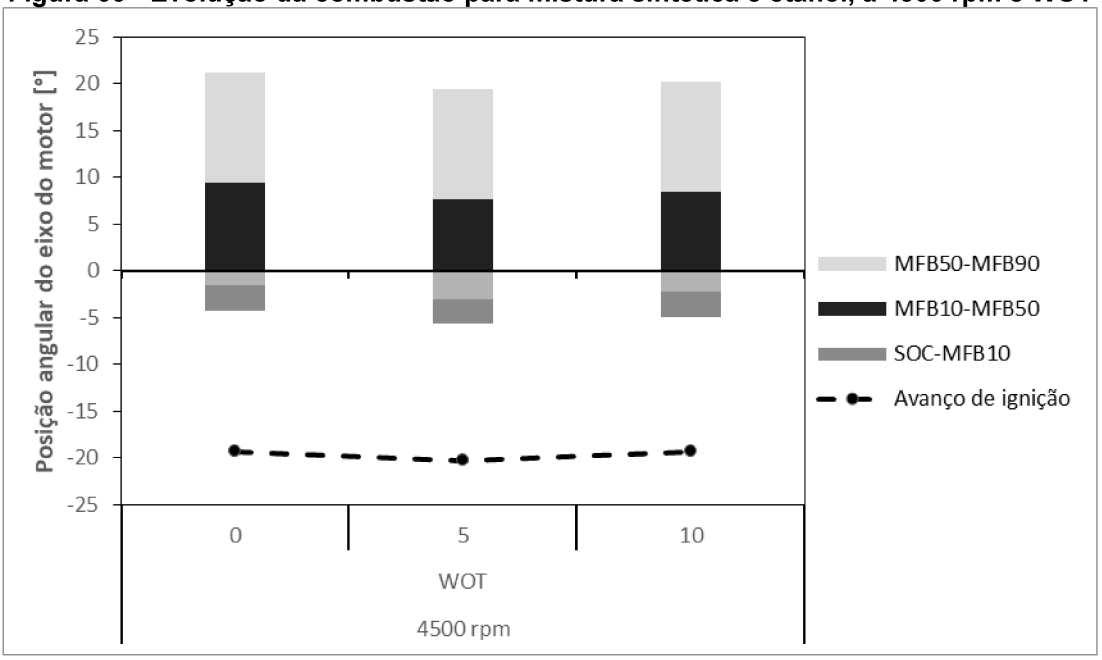
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 62 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 63 - Evolução da combustão para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Durante os testes também foram aquisitados os principais gases emitidos pelo escapamento do motor: CO_2, CO, HC e NO_x. As Tabelas 37 a 45 permitem analisar esses gases. Por meio delas, é possível perceber que não houve alterações significativas de CO_2 emitido, entretanto ocorreu queda no percentual de CO, e aumento de HC principalmente a vazões mais altas de gás de reforma em todas as condições ensaiadas.

Além disso, nota-se que o percentual de NO_x apresenta tendência decrescente a rotação de 2500 rpm combinada à IMEP de 5 bar, e rotação de 1900 rpm combinado à IMEP de 3 e 5 bar principalmente diante do aumento da vazão do gás de reforma, que reduz a temperatura de chama em função da presença de monóxido e dióxido de carbono, e gás metano, dificultando a formação de NOx. Para os demais pontos, há tendência crescente da emissão desse tipo de gás. Vale frisar que o decréscimo nos pontos destacados também está relacionado à redução na temperatura de descarga do motor.

Tabela 37 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 3 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
1294,11	14,50	0,33	229	671
1283,89	14,50	0,31	237	682
1287,08	14,50	0,32	235	724
1358,92	14,50	0,35	245	751
1312,11	14,50	0,32	252	776
1322,15	14,40	0,28	258	800
1324,24	14,40	0,27	258	854
1341,99	14,50	0,31	172	856

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 38 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 5 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
1891,89	14,40	0,30	257	1530
1891,01	14,40	0,31	258	1540
1908,00	14,40	0,33	278	1370
1937,83	14,40	0,36	225	1270
1940,41	14,40	0,30	289	1360
1957,05	14,40	0,34	294	1277
1967,33	14,50	0,36	294	1272
1967,82	14,40	0,33	252	1216
1974,94	14,30	0,28	250	1237
2020,40	14,40	0,37	275	1277
2004,76	14,40	0,26	295	1200
2027,26	14,40	0,29	299	1281
2035,32	14,40	0,26	295	1201
2032,00	14,30	0,21	282	1303

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 39 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 2500 rpm e 8 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
2818,88	14,50	0,33	88	2238
2868,31	14,50	0,22	133	2595
2845,69	14,50	0,21	148	2589
2865,76	14,50	0,27	163	2314
2874,00	14,50	0,25	164	2498
2888,32	14,50	0,28	174	2360
2898,01	14,60	0,27	176	2349
2905,00	14,60	0,22	158	2513

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 40 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 3 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
983,37	14,30	0,24	214	629
1025,89	14,30	0,32	255	609
1026,56	14,40	0,20	125	640
1049,62	14,40	0,24	152	619
1080,17	14,40	0,32	173	604
1078,59	14,40	0,24	207	627
1091,92	14,40	0,26	180	592
1087,73	14,40	0,22	155	587

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 41 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 5 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
1484,76	14,20	0,20	289	1193
1515,97	14,30	0,24	538	1239
1531,63	14,40	0,24	386	1212
1559,92	14,40	0,26	300	1141
1566,81	14,40	0,23	500	1207
1586,94	14,40	0,30	225	1108

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 42 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 1900 rpm e 8 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
2203,77	14,40	0,22	282	2011
2180,49	14,30	0,21	367	2066
2298,27	14,30	0,20	626	2365
2322,32	14,30	0,19	693	2303

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 43 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e 8 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
3398,59	14,50	0,36	49	2486
3393,46	14,50	0,30	113	2577
3481,72	14,50	0,28	134	2651

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 44 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 3000 rpm e WOT

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
4768,99	14,00	0,71	275	2486
4863,57	14,00	0,63	64	2602
4894,54	14,00	0,65	119	2547
4955,68	14,10	0,52	112	2699

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 45 - Emissões para mistura sintética e etanol, a 4500 rpm e WOT

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
7286,60	14,40	0,39	49	2440
7282,98	14,40	0,39	61	2703
7478,81	14,40	0,40	63	2562

Fonte: Elaborada pela autora.

É importante destacar que diante do uso de uma mistura sintética gasosa, e não de gás hidrogênio de elevada pureza, há entrada de gás metano, dióxido e monóxido de carbono na câmara de combustão. Logo, deve-se realizar um balanço para a entrada e saída desses gases na câmara de combustão para que os valores reais associados às emissões sejam obtidos.

4.3 MISTURA SINTÉTICA GASOSA E GASOLINA

Nesta seção são apresentados os principais resultados dos ensaios, com todas as percentagens de mistura sintética gasosa e gasolina.

Para gasolina, foram realizadas substituições dos percentuais de 0%, 1%, 5%, 10% e 15% desse combustível, sempre limitados pelo chamado limite de detonação inferior (LDI). Para alguns pontos, como 4500 rpm (WOT), não foi possível o alcance de substituição de 15%.

No que diz respeito ao consumo específico de combustível (ISFC), há redução deste à medida que a vazão de mistura sintética gasosa é aumentada, embora a

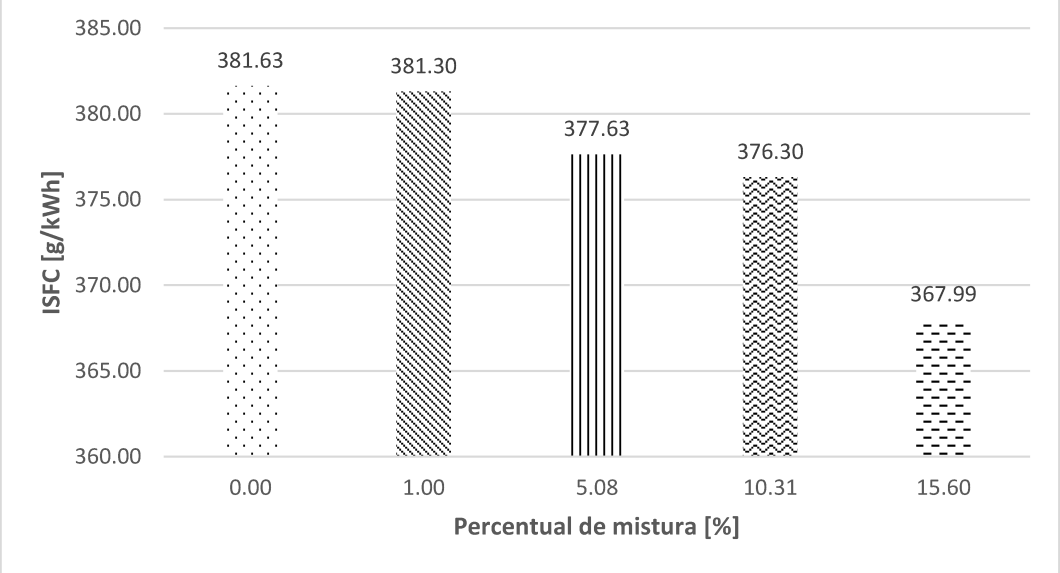
redução seja menos significativa em termos percentuais, quando comparada à redução obtida para o uso de etanol como combustível primário.

É importante ressaltar que, diferentemente do etanol, para a gasolina não houve estagnação na redução do consumo específico quando foram usados percentuais maiores de mistura sintética gasosa.

Essas percepções podem ser tomadas para todas as condições ensaiadas, conforme Figuras 64 a 71. Importante frisar que a vazão indicada se refere à soma da massa de gasolina e de mistura sintética gasosa injetadas.

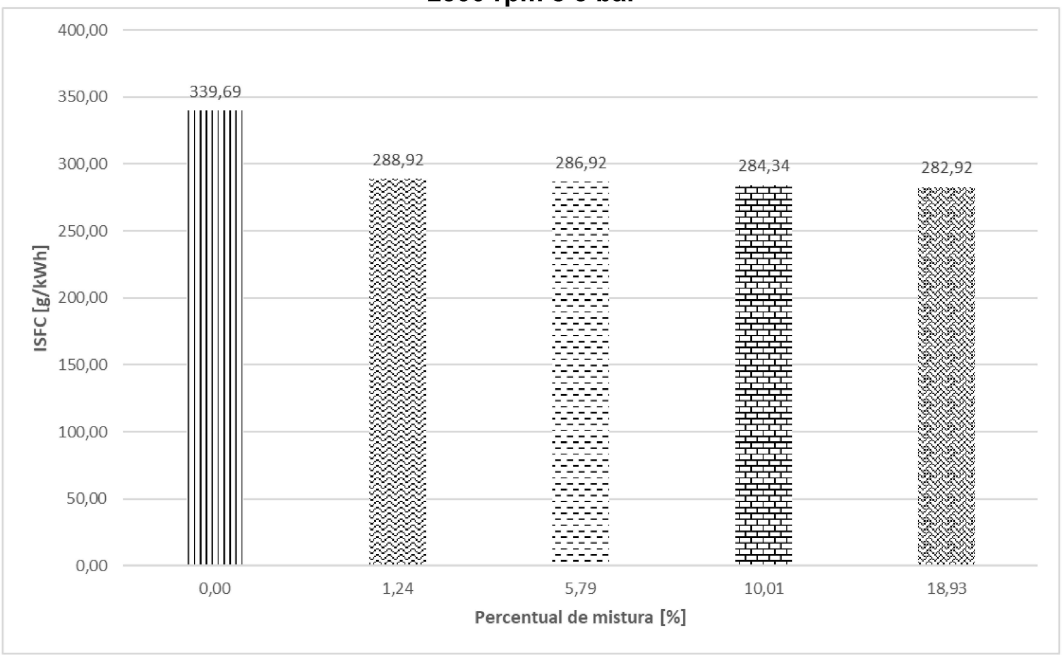
Dentre todos os pontos ensaiados, destaca-se o de 2500 rpm e 5 bar, que mostrou redução de mais de 16% no valor do consumo específico de combustível. Esse ponto é importante quando se trata de ciclo de rodagem urbano (FTP-75) e reforça o potencial do uso de gás de reforma em motores de combustão interna comerciais, inclusive para gasolina enquanto combustível primário.

Figura 64 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar



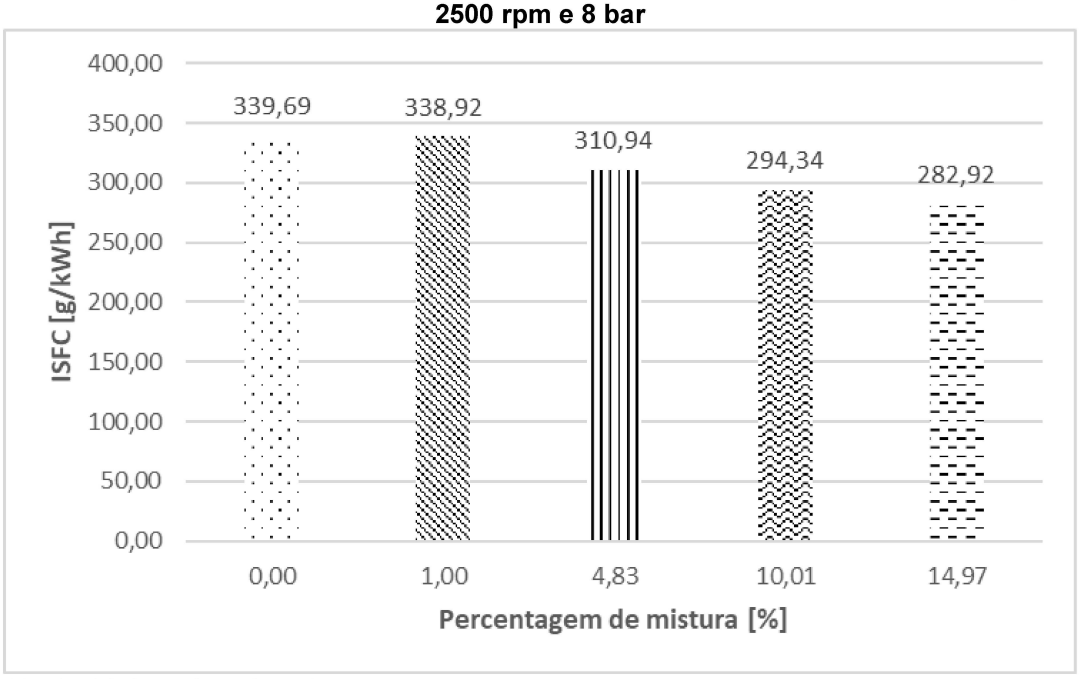
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 65 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar



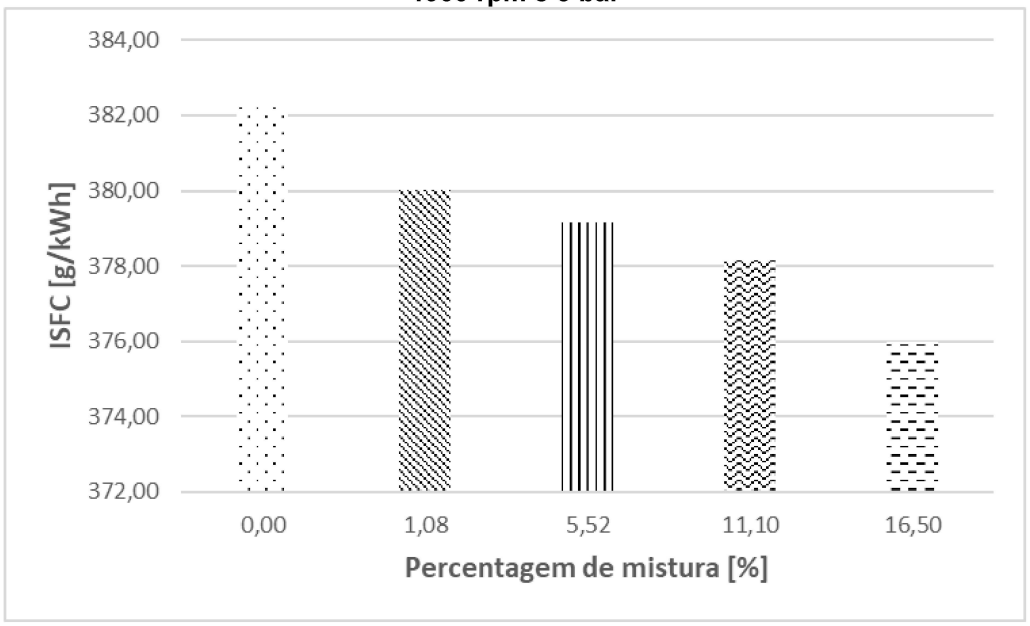
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 66 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar



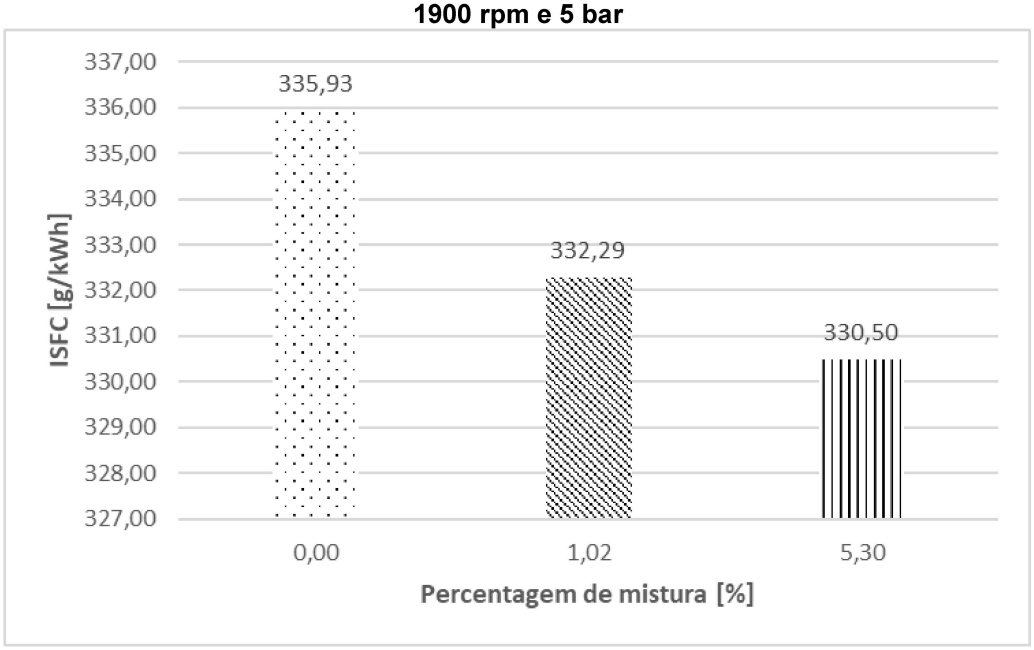
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 67 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar



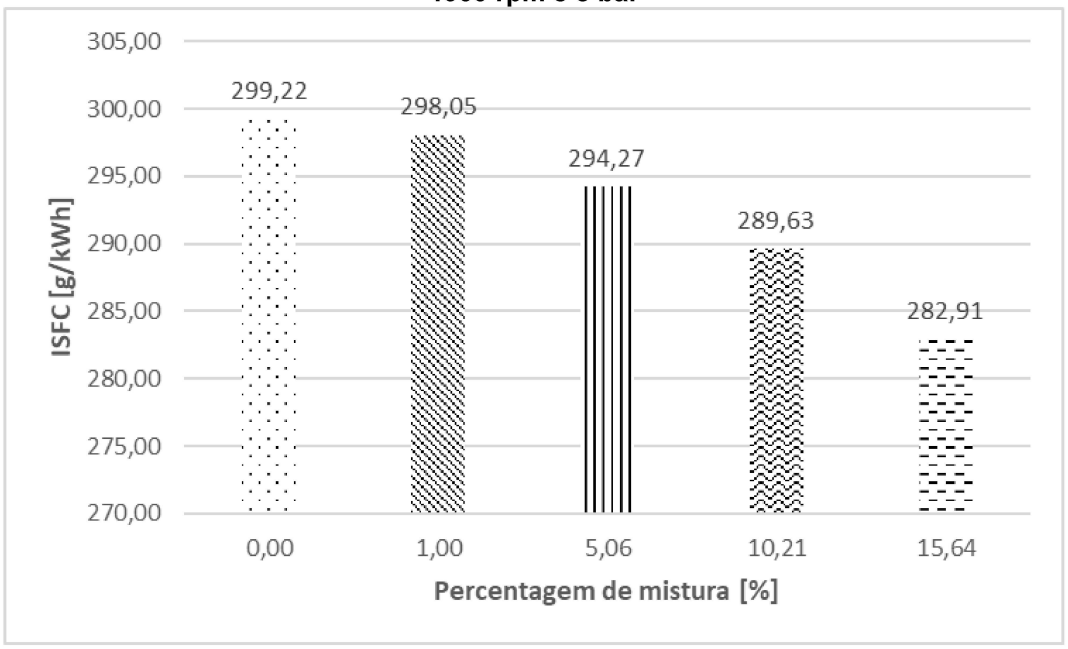
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 68 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar



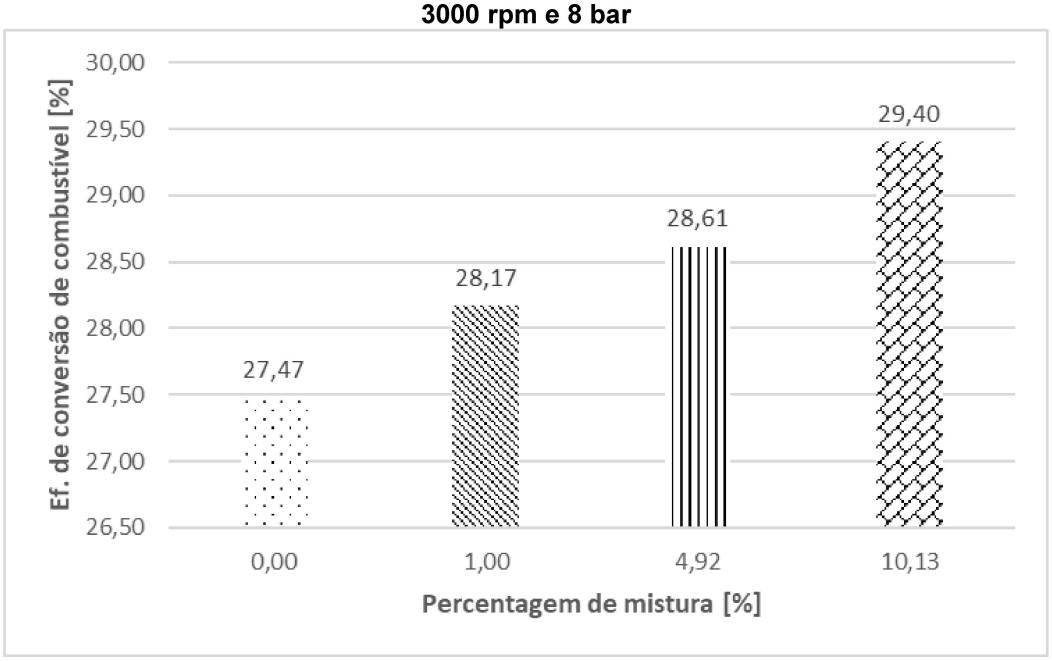
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 69 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar



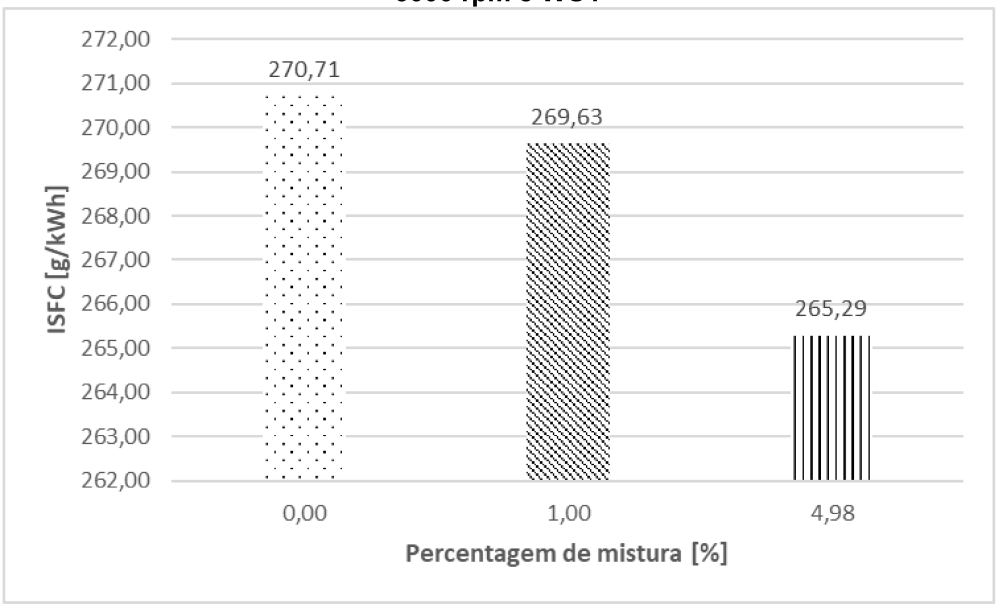
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 70 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar



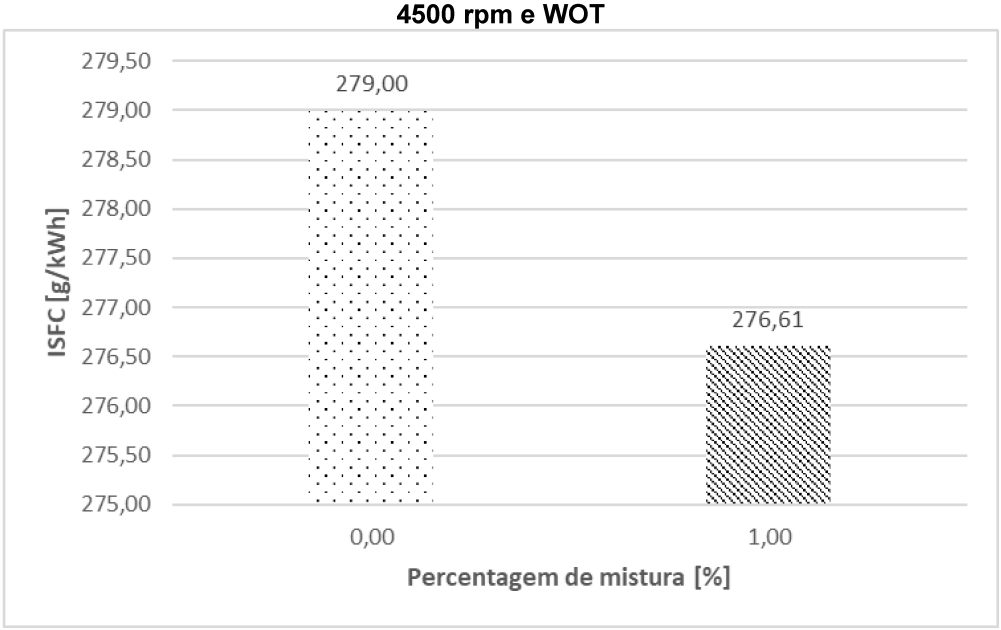
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 71 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 72 - Variação do consumo específico de combustível para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT



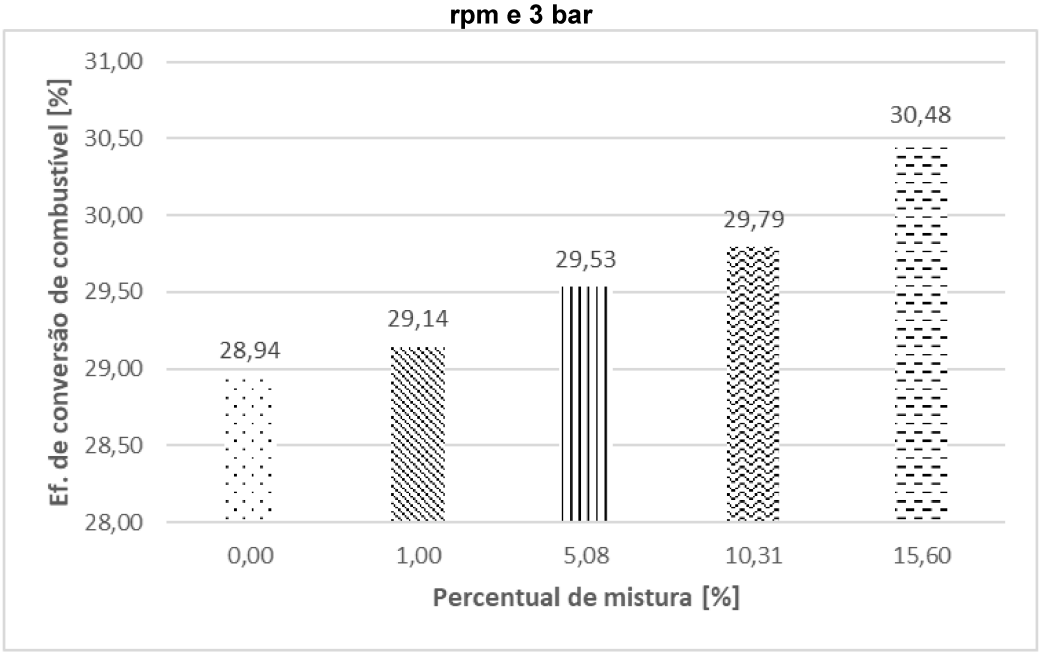
Fonte: Elaborada pela autora.

Para validar o consumo específico de combustível indicado, usa-se a eficiência de conversão de combustível. O PCI define o conteúdo energético disponível pelo combustível. Logo, espera-se que a substituição do combustível primário por outro (mistura sintética gasosa rica em gás hidrogênio) que tenha maior PCI, gere maior conteúdo energético disponível, e maior eficiência de conversão de combustível, consequentemente (Heywood, 2018).

A eficiência de conversão de combustível também foi calculada, por meio da relação entre o consumo específico de combustível, de maneira mais específica, pelo inverso da multiplicação entre o consumo específico e o poder calorífico do combustível em questão.

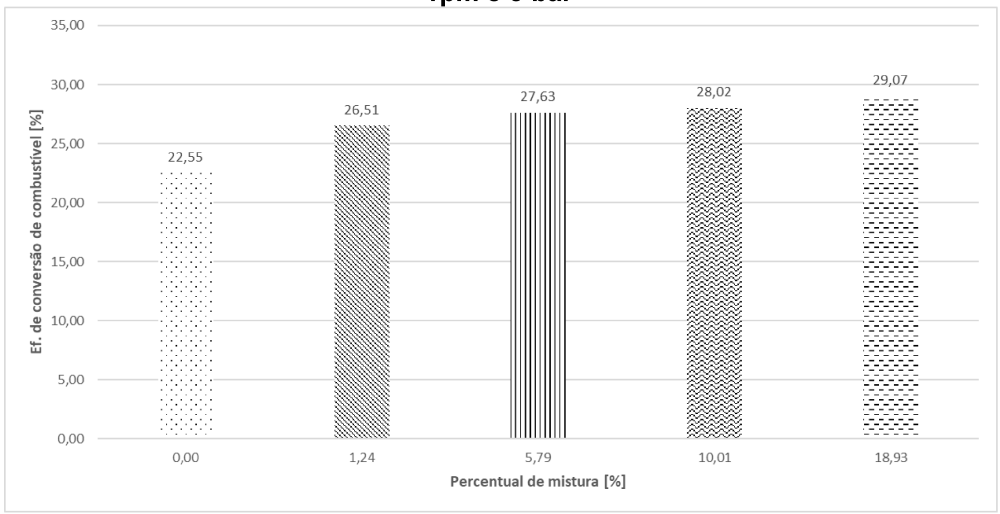
As Figuras 73 a 81 respaldam a redução do consumo específico para todos os pontos por meio do aumento da eficiência de conversão à medida que a vazão de mistura sintética gasosa cresce, já que a referida mistura possui elevado teor de gás hidrogênio, que apresenta PCI de 122 MJ/kg.

Figura 73 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar



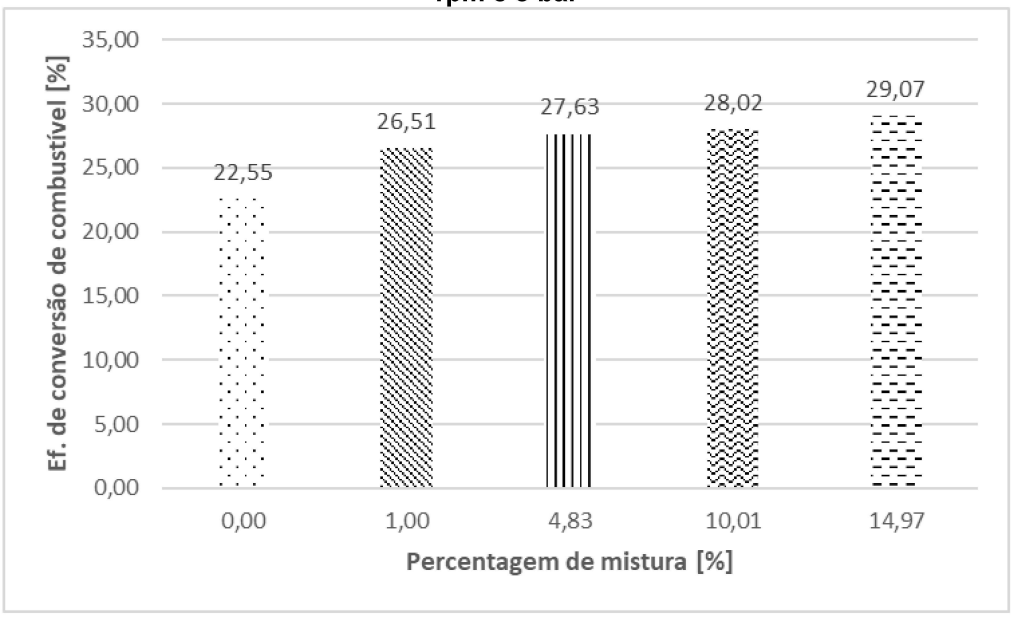
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 74 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar



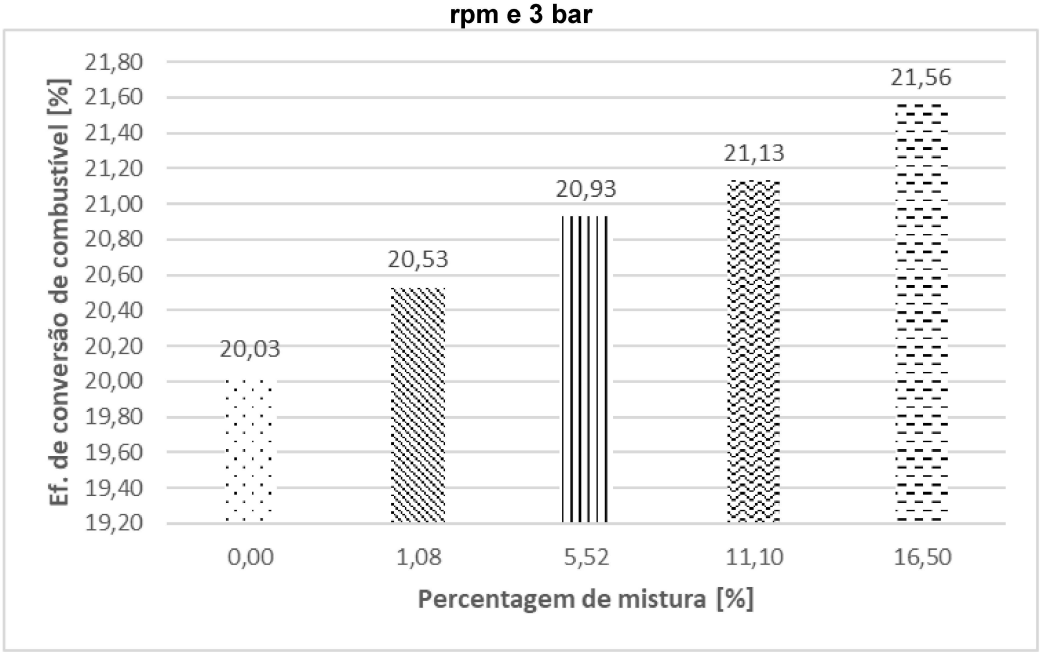
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 75 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar



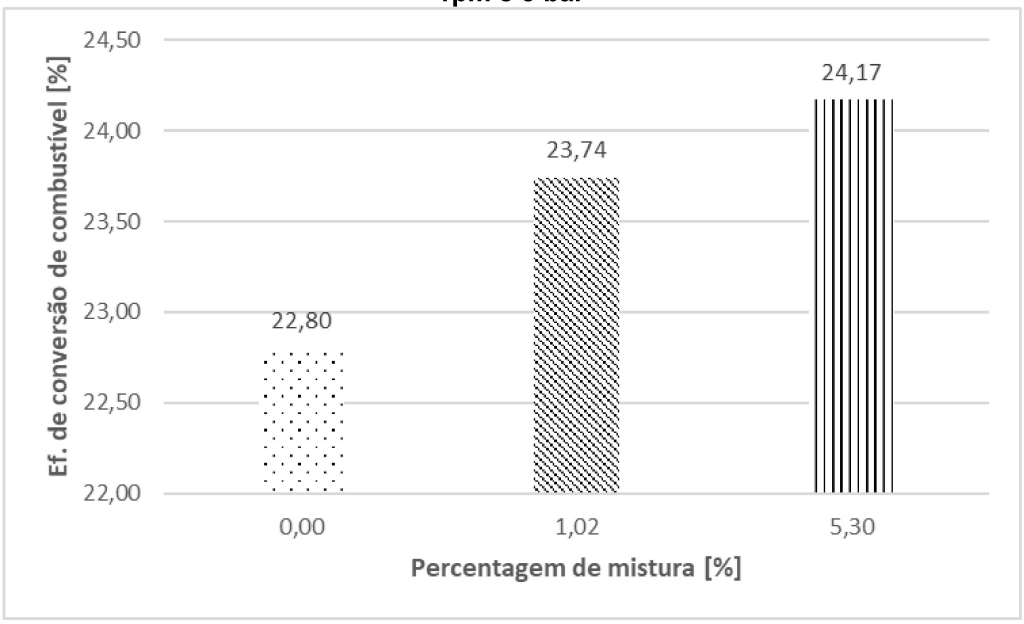
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 76 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar



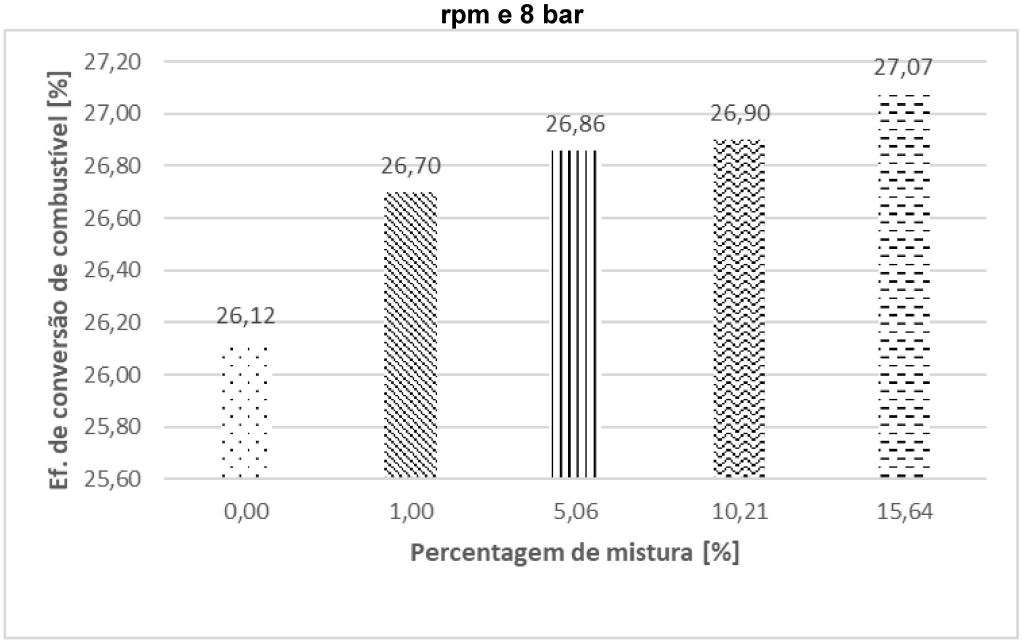
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 77 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar



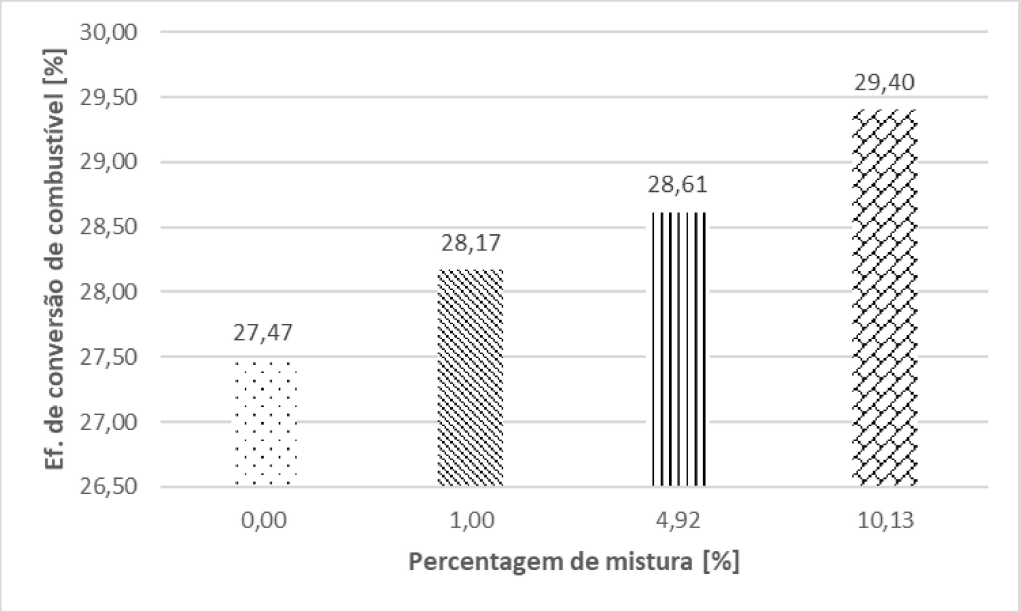
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 78 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar



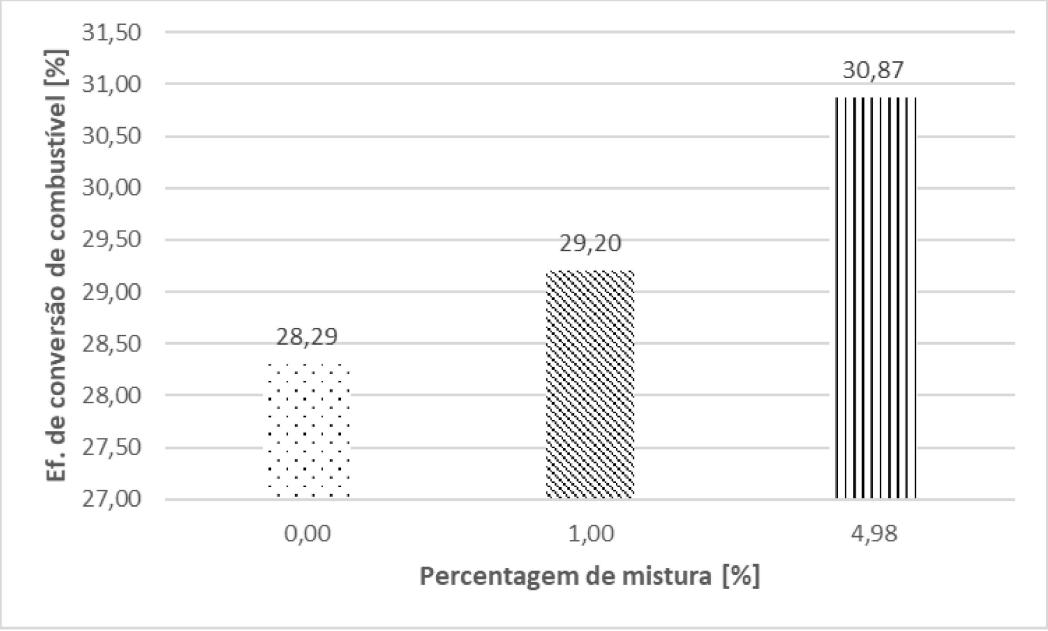
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 79 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar



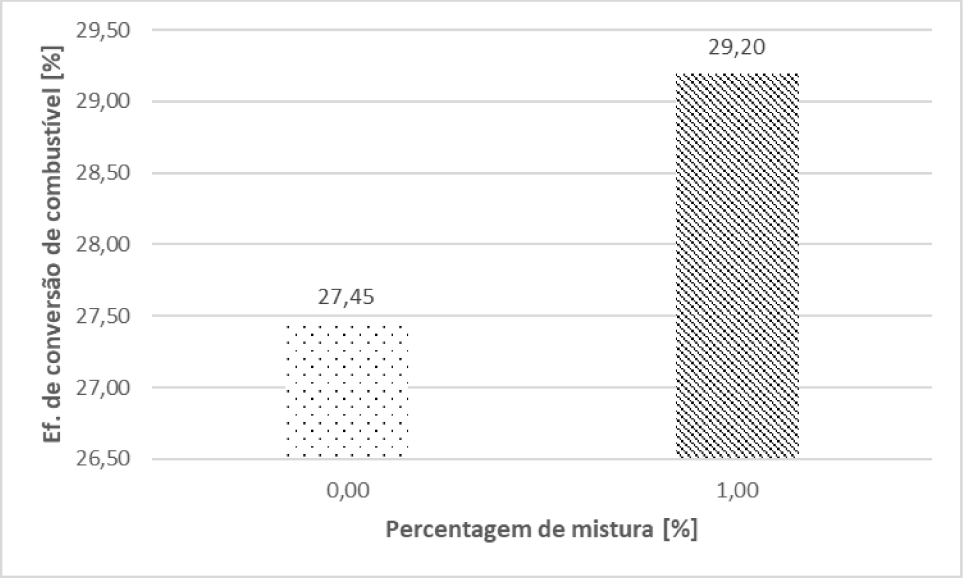
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 80 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 81 - Eficiência de conversão de combustível para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT



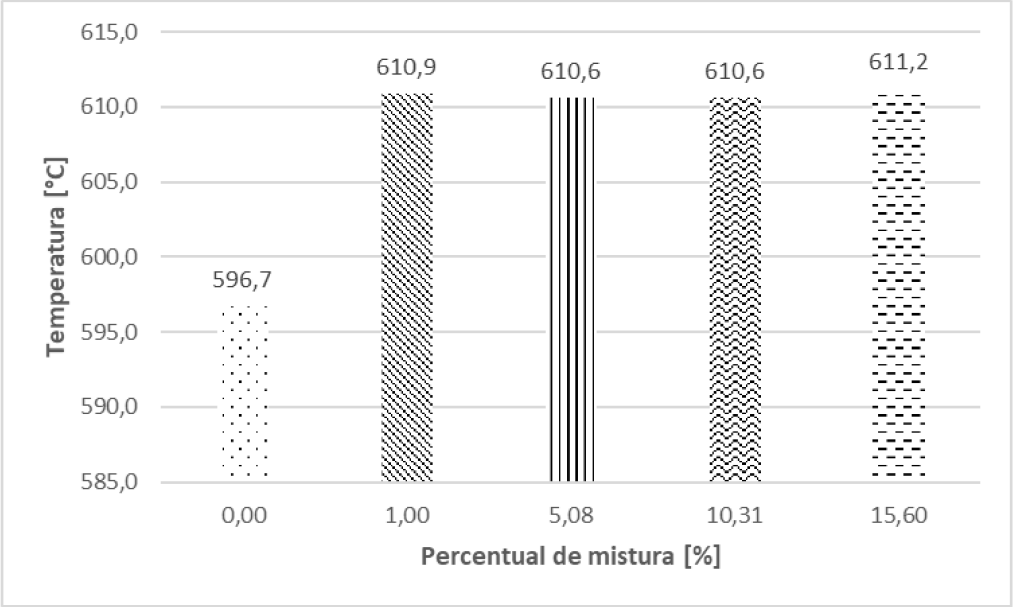
Fonte: Elaborada pela autora.

Nas Figuras 82 a 90 é possível observar o comportamento da temperatura de exaustão para as várias faixas testadas.

É possível observar também que há redução insignificante da temperatura de exaustão para a maioria das condições.

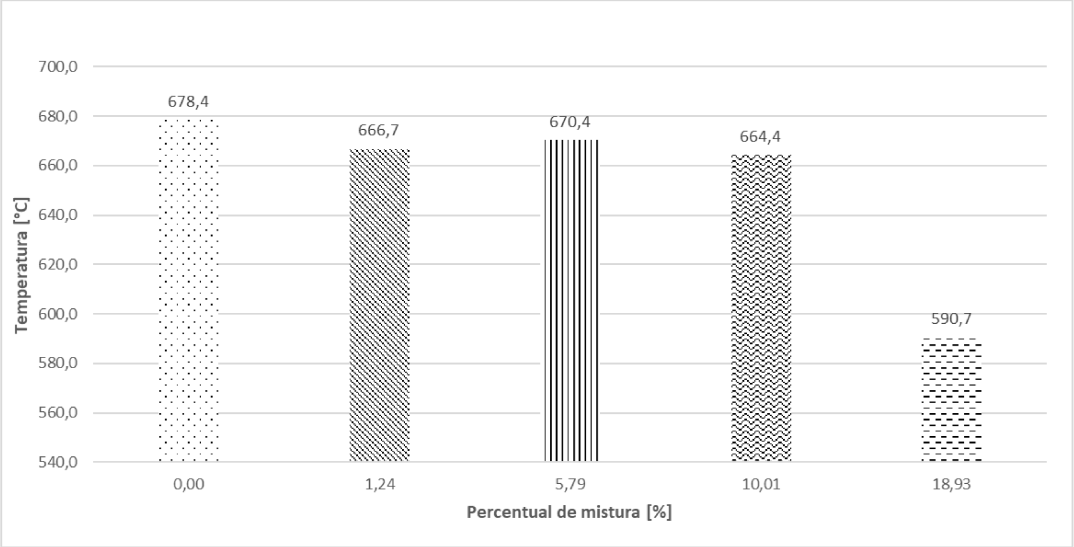
Além disso, quando a carga é de 8 bar ou WOT, verifica-se aumento significativo da temperatura na exaustão, chegando a mais de 800 ºC e apresentação de incandescência no escapamento, à rotação de 4500 rpm e borboleta aberta (WOT), fato que respalda o atraso de ignição para uso de gasolina associada à mistura sintética gasosa nas condições testadas (destaca-se aqui a razão volumétrica de compressão elevada, que favorece a utilização de etanol enquanto combustível primário).

Figura 82 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar



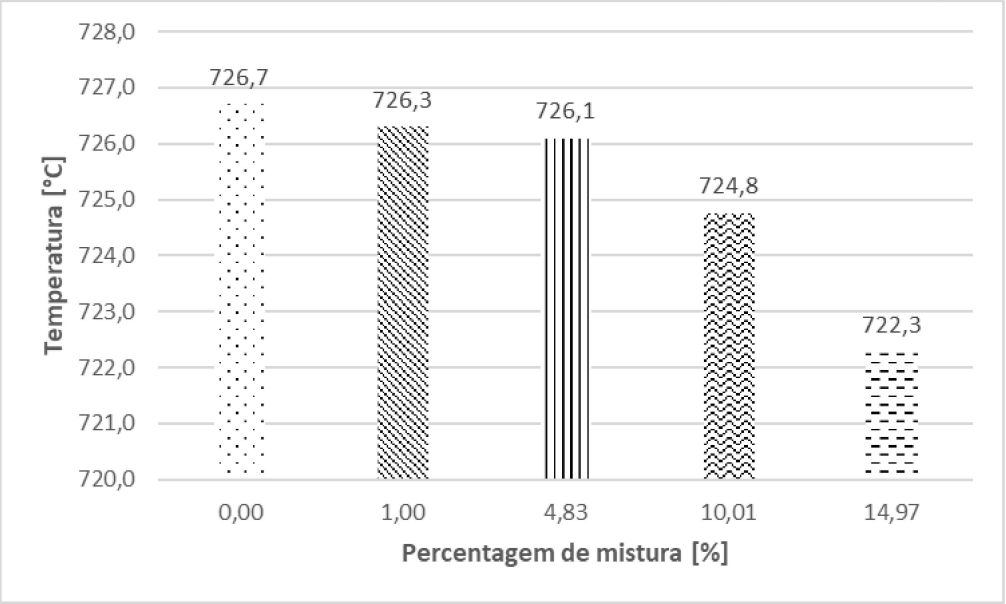
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 83 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar



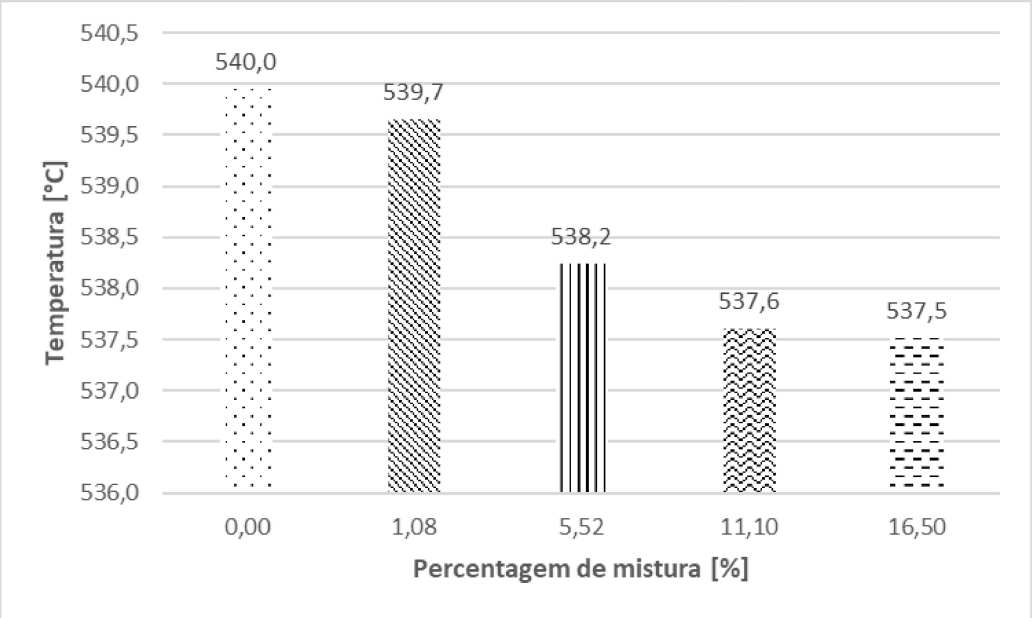
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 84 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar



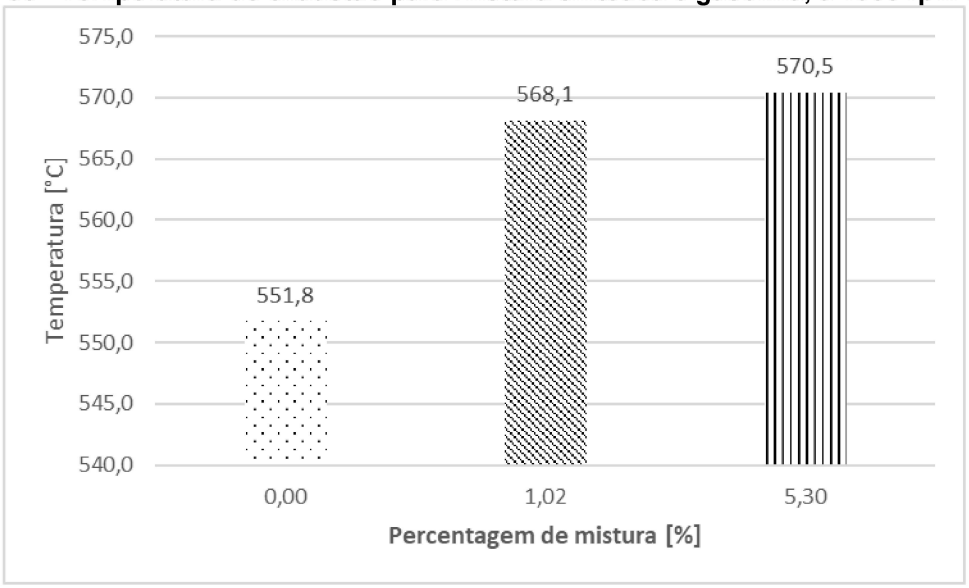
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 85 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar



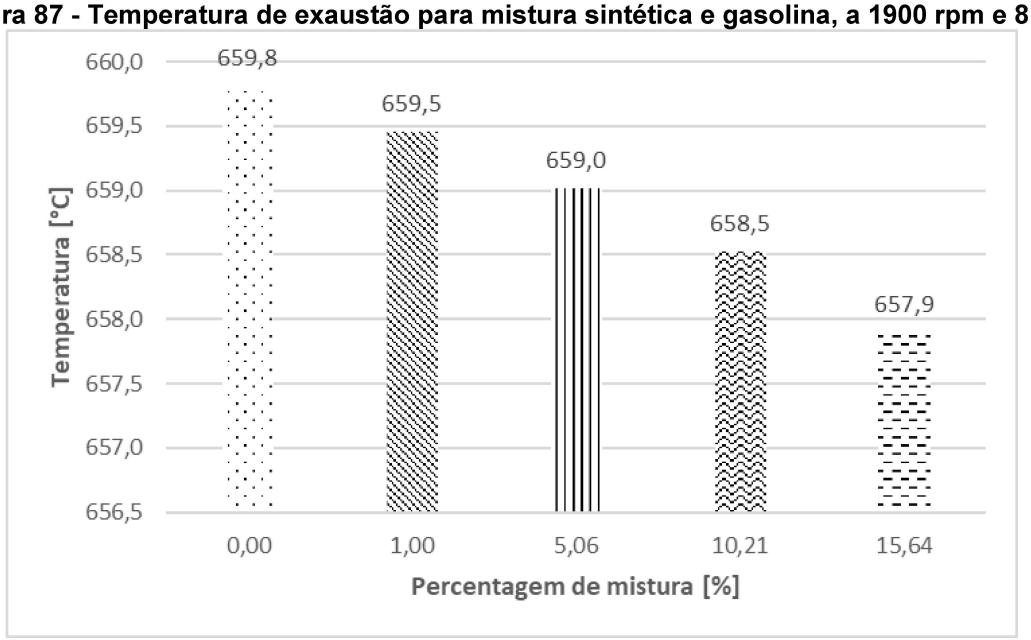
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 86 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar



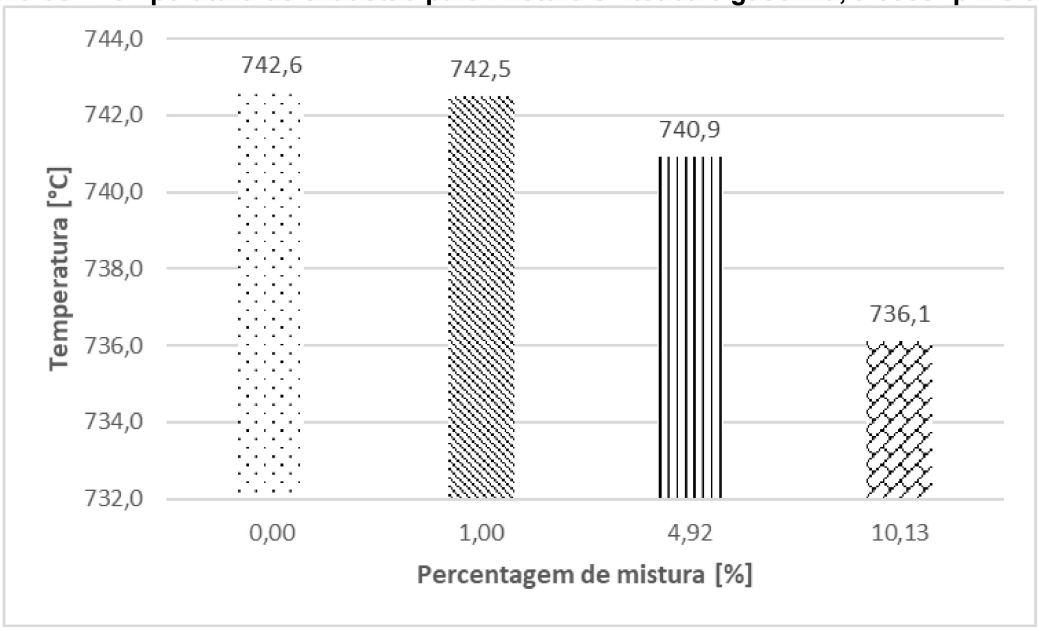
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 87 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar



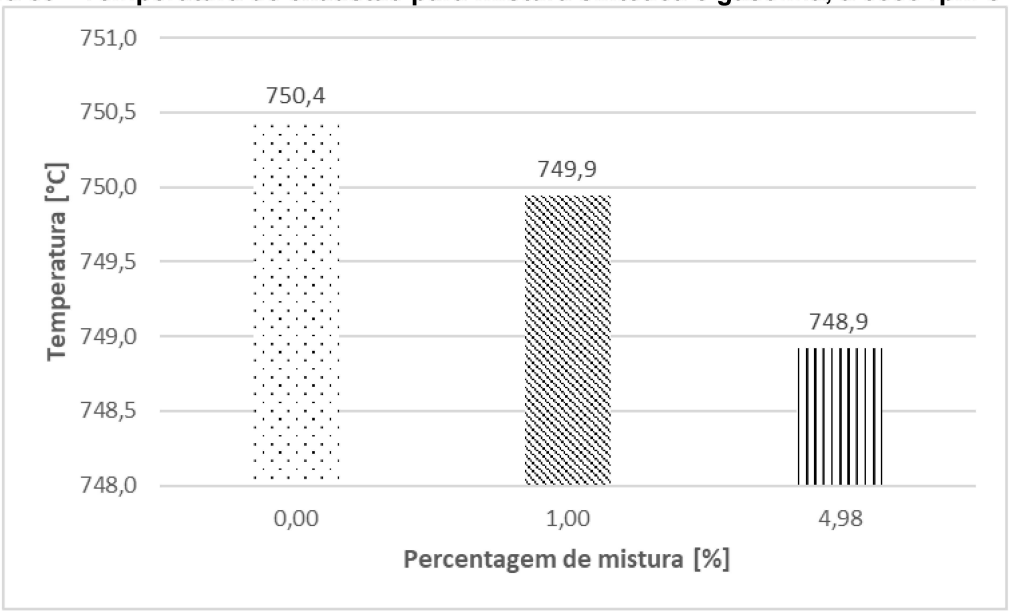
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 88 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar



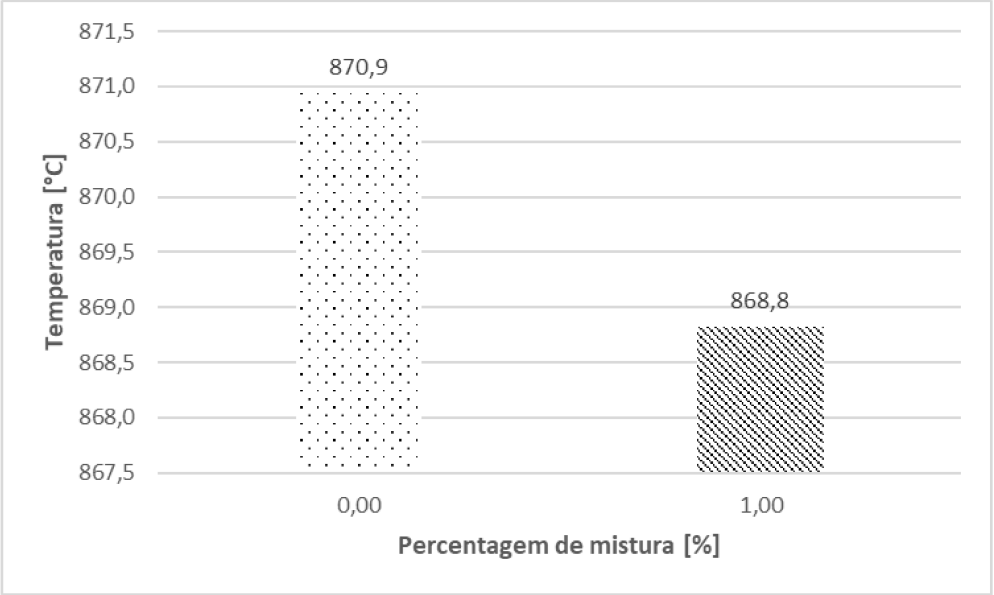
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 89 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 90 - Temperatura de exaustão para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Com uso de gasolina como combustível primário, não houve alterações significativas da temperatura de admissão em todas as condições de ensaios realizados.

Durante os testes, também foram aquisitados os principais gases emitidos pelo escapamento do motor: CO_2, CO, HC e NO_x. As Tabelas 46 a 54 permitem a análises desses gases.

Tratando-se de emissões, não houve redução significativa da quantidade de dióxido de carbono emitido, tanto para uso de etanol quanto para uso de gasolina, enquanto combustíveis primários. Tal fato pode ser justificado em função da presença desse gás em concentração de 25% v/v na mistura sintética gasosa que é injetada em substituição aos combustíveis primários. Também não houve alterações significativas referentes às emissões de HCs, tanto para quando foi feito uso de gasolina, quanto para quando se utilizou etanol.

No que diz respeito ao monóxido de carbono, houve redução significativa em todas as condições testadas quando etanol é utilizado como combustível primário, fato que indica a ocorrência de combustão completa nesse caso. Esse fato é de grande relevância, já que a ocorrência de combustão completa leva à liberação de maior quantidade de energia para uso do MCI. Esse fato não se repetiu quando gasolina foi utilizada enquanto combustível primário, o que indica ocorrência de combustão incompleta, que implica menor quantidade de energia liberada ao final do processo.

Referente às emissões de NO_x, observou-se redução desses óxidos em todas as condições para o uso de gasolina enquanto combustível primário. Quando é feito uso de etanol, observa-se variação irrelevante desse tipo de emissão para 6 das 9 condições implementadas. Especificamente para 2500 rpm e 5 bar, observou-se a redução de 22% para esse tipo de emissão. Trata-se de um fato de relevância, já que esse ponto é muito utilizado quando se trata do ciclo de rodagem FTP-75.

Tabela 46 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
1086,72	14,10	0,55	280	1554
1111,73	14,10	0,63	278	1343
1081,83	14,20	0,52	253	1300
1066,58	9,90	0,36	169	803
1057,43	14,10	0,50	236	1134

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 47 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
1620,00	13,80	0,67	177	1763
1370,93	13,90	0,53	188	1836
1469,19	13,90	0,66	175	1977
1383,56	13,90	0,73	166	1730
1347,17	13,80	0,72	159	1591

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 48 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
2194,11	12,00	0,74	281	1706
2182,38	13,60	0,82	288	1862
2172,64	13,70	0,80	291	1879
2097,72	13,70	0,85	315	1900
2103,57	13,70	0,79	291	1874

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 49 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
830,51	14,3	0,43	296	920
837,89	12,8	0,23	246	864
815,14	9,2	0,21	183	636
810,00	14,3	0,63	259	875

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 50 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
1211,80	14,4	0,45	305	2838
1269,15	13,7	1,95	388	1454
1225,85	14,0	1,45	437	2004

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 51 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
1693,83	13,80	0,87	397	2177
1713,36	13,50	0,77	406	2106
1679,80	9,90	0,54	287	1478
1665,76	8,00	0,44	250	1276
1630,38	13,70	0,80	381	2215

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 52 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
2537,00	13,70	0,79	275	2009
2481,08	13,60	0,73	275	1930
2434,38	13,60	0,85	299	1989
2370,16	13,60	0,77	306	1997

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 53 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
2770,05	13,60	0,79	235	1969
2755,89	13,70	0,71	202	1809
2707,59	13,60	0,69	201	1783

Fonte: Elaborada pela autora.

Tabela 54 - Emissões para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT

Vazão mássica total [g/min]	CO_2 [% v/v]	CO [% v/v]	HC [ppm]	NOx [ppm]
4512,65	14,30	0,44	61	1527
4582,95	14,20	0,69	64	1497

Fonte: Elaborada pela autora.

Por fim, foi realizada uma análise da evolução do processo de combustão para todos os pontos em teste. É possível perceber que não há manutenção do avanço de ignição quando se compara a injeção de mistura sintética gasosa com uso de gasolina à injeção de mistura sintética gasosa com uso de etanol, além da variação do retardo de ignição (*ignition delay*), o que pode ser visualizado por meio do intervalo entre o

avanço da ignição e o início da combustão (SOC), nos gráficos das Figuras 87 a 95. O retardo varia consideravelmente para rotações mais baixas (2500 e 1900 rpm).

Para cargas mais altas (8 bar e WOT), houve limitação referente à possibilidade de aumento da quantidade de gás de reforma injetado. A limitação se deu em razão do risco de ocorrência de detonação.

Com o mesmo avanço de ignição, há tendência de início retardado do processo de combustão, evento que não permite centralização do processo. Diferentemente do que foi observado para o etanol, que permitiu rápida estabilização do avanço, esse episódio repetiu-se em todas as condições de teste, e as condições de carga mais altas exigiram controle minucioso do avanço de ignição.

Para cargas mais altas (sobretudo 4500 rpm e WOT), há aceleração do processo de combustão em função da elevada razão volumétrica de compressão. Logo, há necessidade de retirar avanço de ignição e promover o atraso do início da combustão (que pode ser percebido por meio do SOC).

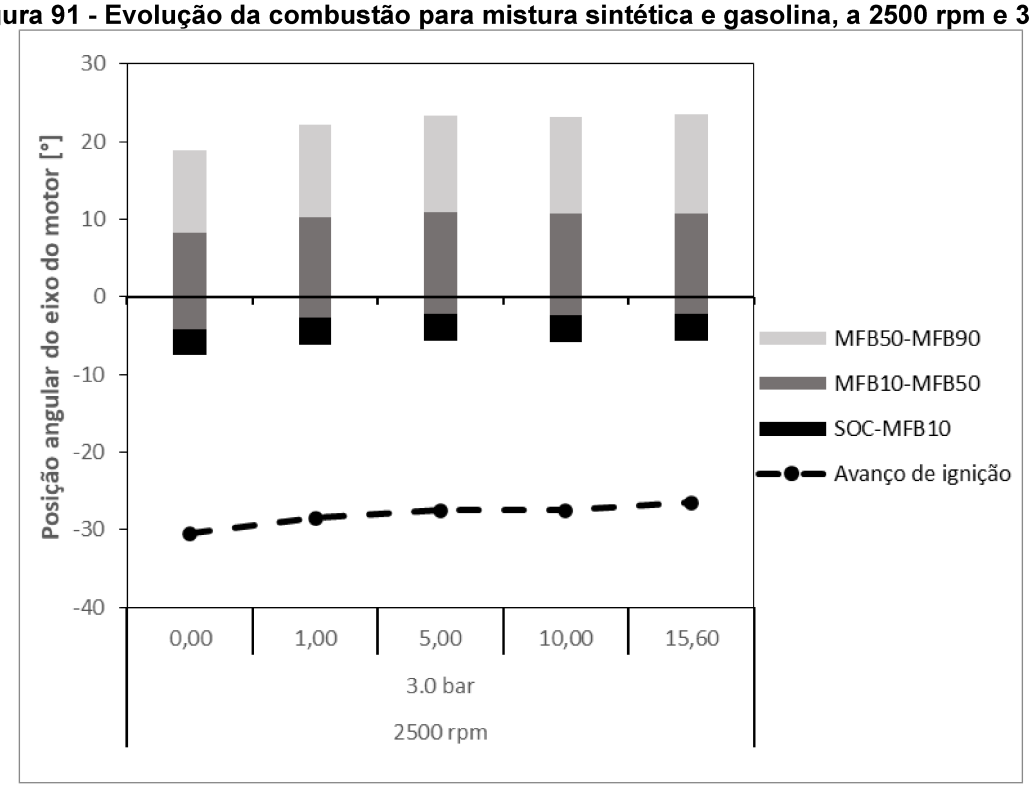
O atraso do início da combustão promove deslocamento do gradiente térmico para o tempo de exaustão, fato que se refletiu e pode ser corroborado por meio das temperaturas de exaustão apresentadas anteriormente.

A centralização da combustão não ocorreu, já que o MBF50% não se apresenta próximo a 8°CA DPMS em todos os pontos. Logo, não foi possível alcançar o torque máximo com uso de gasolina enquanto combustível primário.

Vale lembrar que MBF50% posicionado em 8°CA DPMS é considerado como condição ideal para o alcance de MBT, segundo Ayala, Gerty e Heywood (2006).

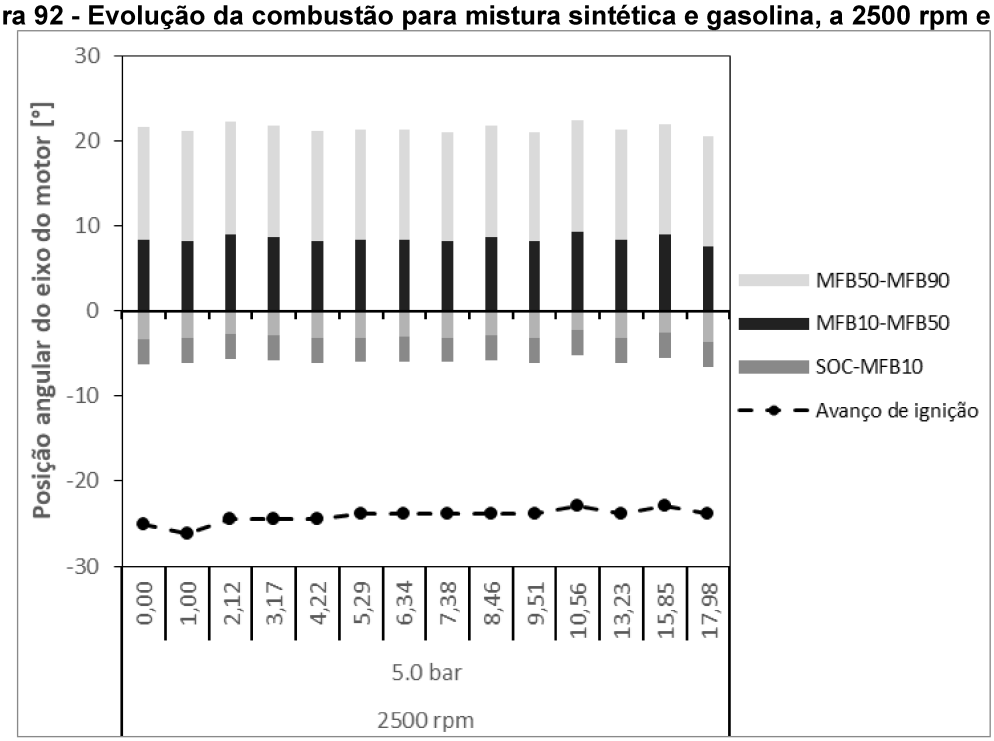
As Figuras 91 a 99 permitem o acompanhamento desses parâmetros.

Figura 91 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 3 bar



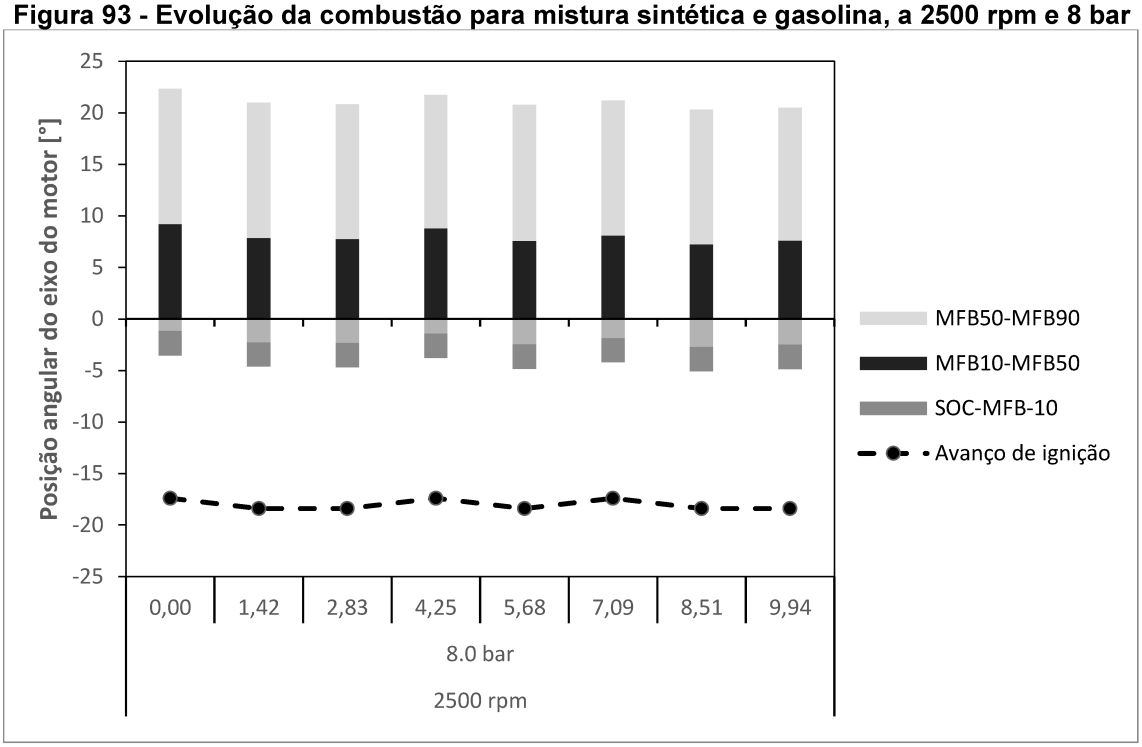
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 92 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 5 bar



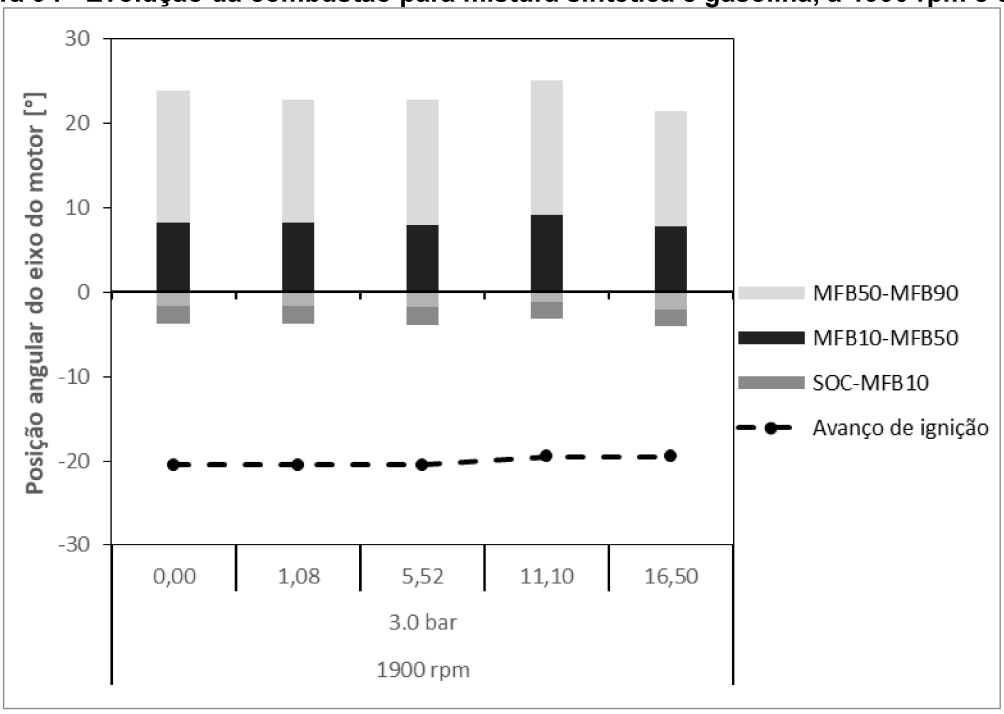
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 93 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 2500 rpm e 8 bar



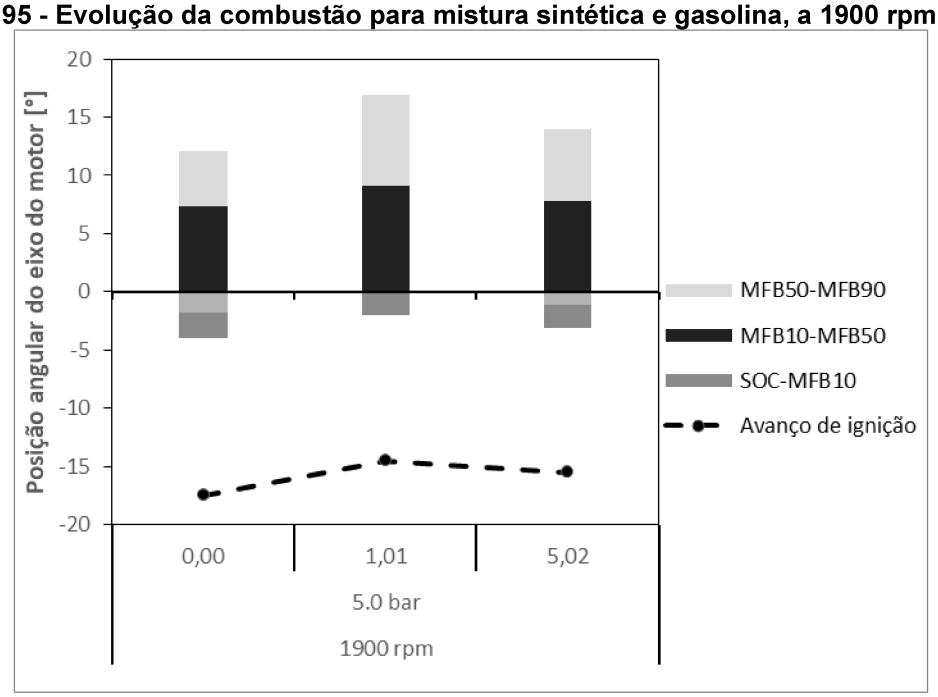
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 94 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 3 bar



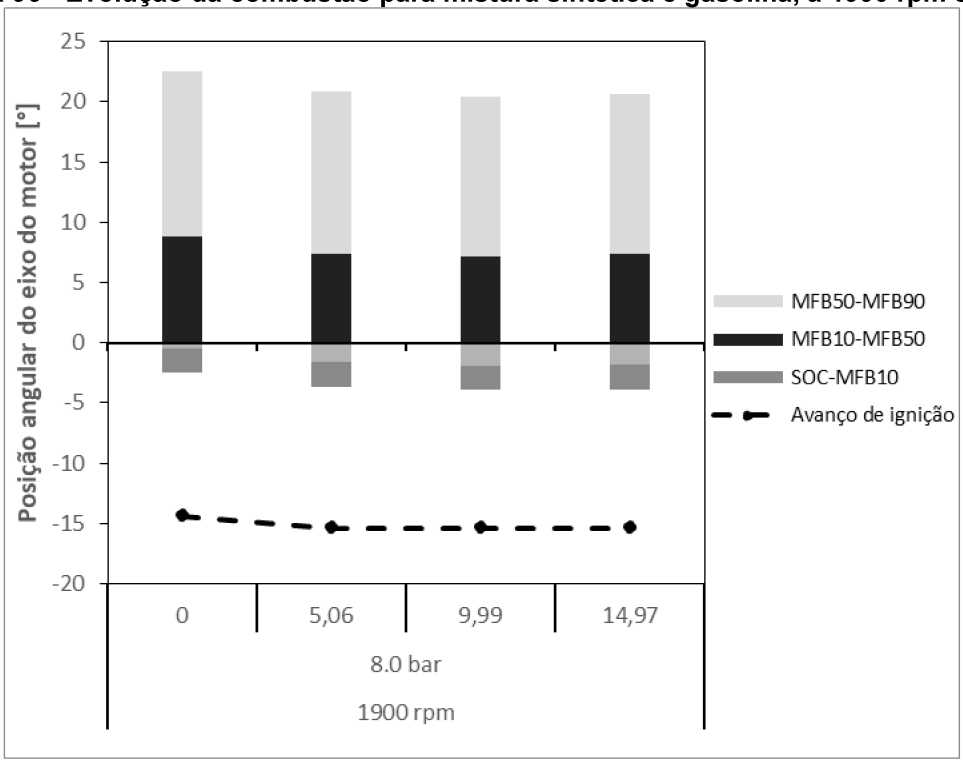
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 95 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 5 bar



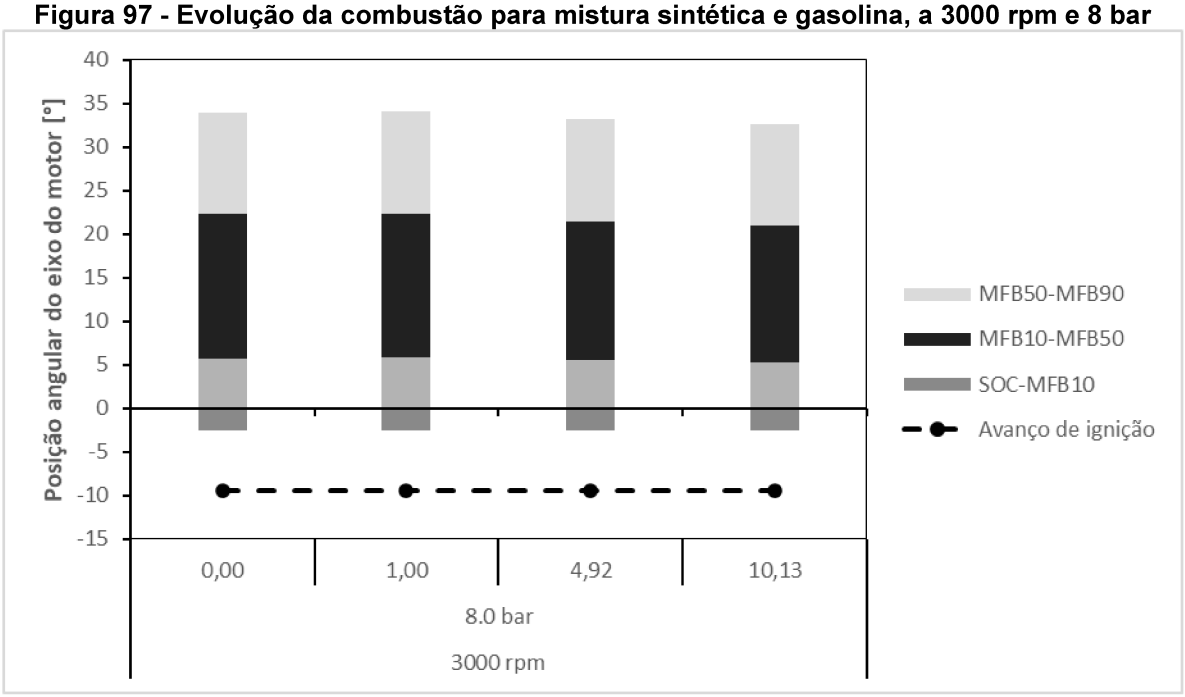
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 96 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 1900 rpm e 8 bar



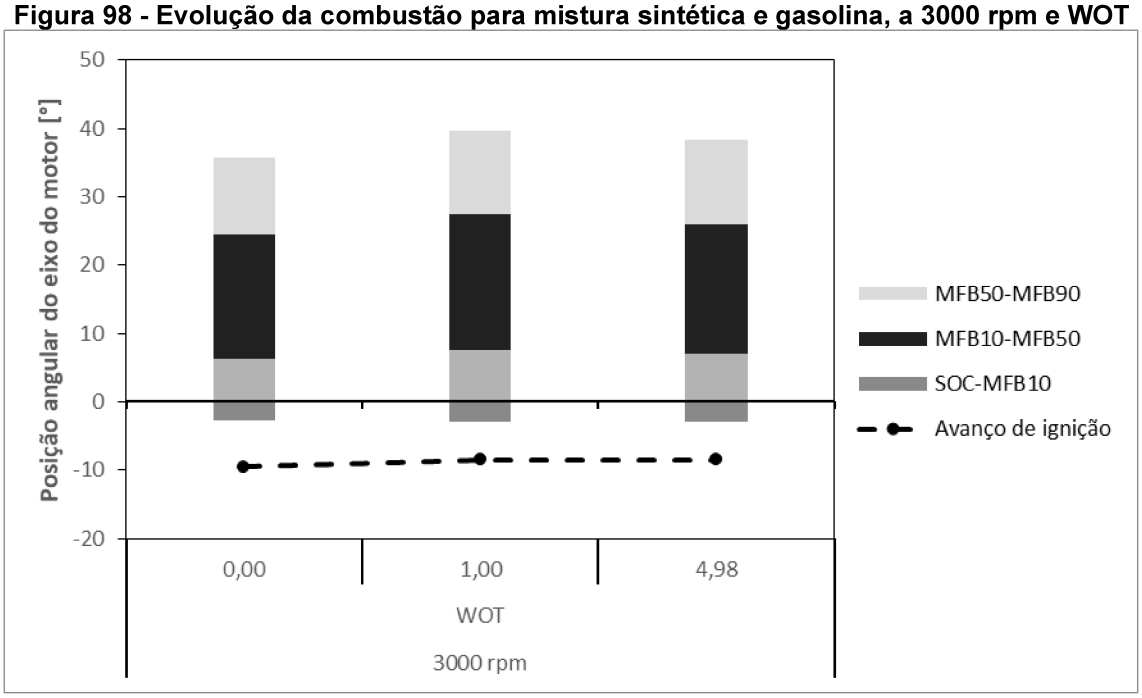
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 97 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e 8 bar



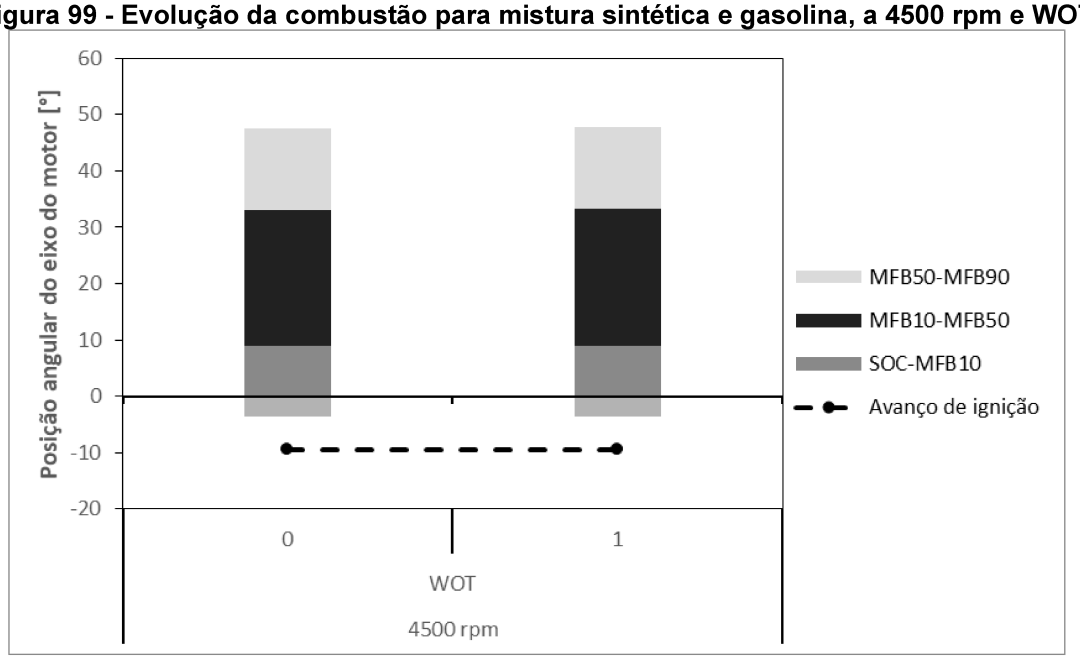
Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 98 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 3000 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Figura 99 - Evolução da combustão para mistura sintética e gasolina, a 4500 rpm e WOT



Fonte: Elaborada pela autora.

Os resultados deste trabalho mostram o desempenho de um motor de combustão interna a injeção direta de etanol e gasolina e injeção indireta de mistura proveniente de gases de reforma.

Esses resultados estão agrupados de acordo com uso de combustível primário. Os resultados obtidos com a utilização de cada combustível primário foram comparados entre si.

4.4 MODELAGEM CINÉTICA QUÍMICA

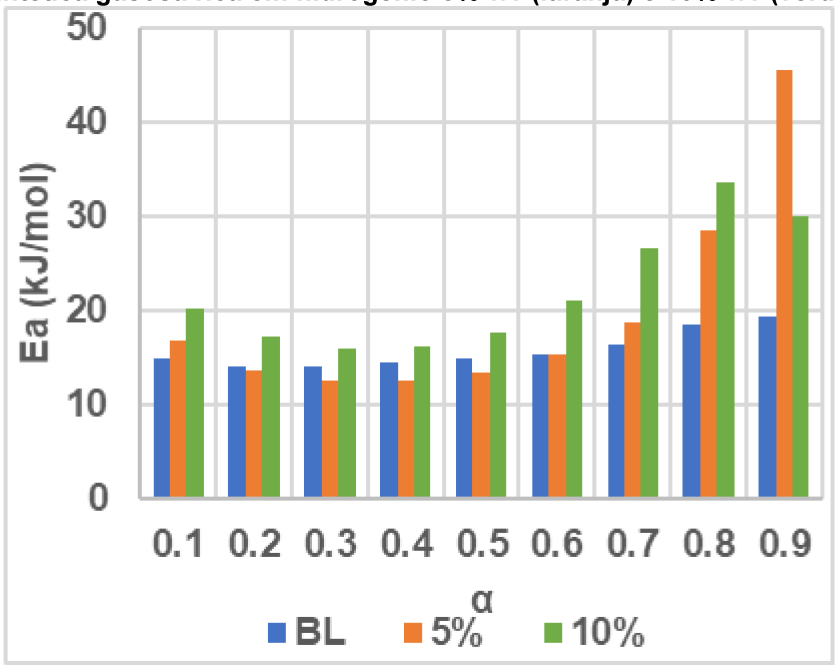
O modelo cinético da combustão foi estudado com base nos dados da fração de massa queimada (*Mass Burned Fraction* - MBF) do processo de combustão. A metodologia permite explicar a cinética de combustão em um motor de combustão interna. Neste trabalho, amostras de etanol hidratado e mistura sintética gasosa em percentagens de 5%v/v e 10%v/v foram testadas em condições experimentais de condução urbana, conforme descrito no capítulo 3, deste trabalho.

Durante a execução dos testes foi considerado um único conjunto de mecanismos para a análise da combustão de etanol combinado à mistura sintética de gases.

A Figura 100 representa a variação da Energia de ativação (*Ea*) na ordenada, conforme a combustão evolui (a abcissa representa a porcentagem de massa

queimada). A energia de ativação média encontrada foi de 18,4; 40,0 e 50,8 kJ.mol^{-1} para etanol (*baseline*), adição de mistura sintética gasosa a 5% e 10% v/v, respectivamente.

Figura 100 - Evolução da Energia de ativação - baseline (barras azuis) e etanol com mistura sintética gasosa rica em hidrogênio 5% v/v (laranja) e 10% v/v (verde)



Fonte: Elaborada pela autora.

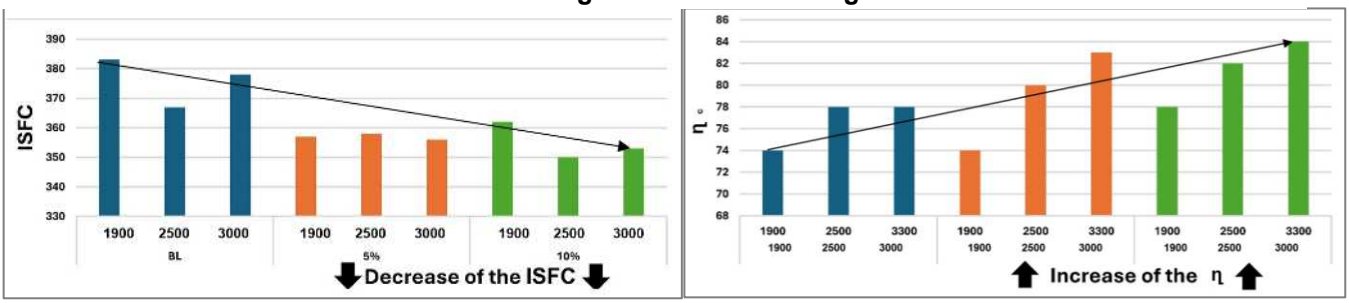
É possível perceber que a *Ea* se apresenta maior ao início do processo de adição de gás hidrogênio (em função da quebra das ligações intramoleculares presentes nas moléculas de H_2), e cai até que se alcance 50% de fração mássica queimada. Este ponto deve ser destacado, já que os resultados experimentais exibiram centralização da combustão em MBF50 e redução significativa do ISFC mediante adição de 5% v/v de gás hidrogênio, fato que atesta a nucleação, difusão e rápida propagação da chama deste combustível gasoso. A introdução de gás hidrogênio aumenta a concentração de radicais H durante a reação e promove ainda mais a geração de grupos ativos, como OH^-, o que conduz à aceleração da ocorrência e do progresso da reação (Araujo *et al.*, 2022).

O mesmo resultado não é observado para adição de 10% v/v de gás hidrogênio. Em função da baixa energia de ignição do hidrogênio, o gás precisa estabilizar o núcleo da chama, fato que é coerente com o aumento de *Ea* para esse percentual, em específico.

O aumento da concentração da mistura sintética gasosa na câmara de combustão resultou em uma redução contínua do consumo específico de combustível indicado (ISFC) do motor e no aumento da eficiência de conversão de combustível.

Conforme ilustrado na Figura 101, um aumento na concentração da mistura sintética gasosa dentro da câmara de combustão se correlaciona com uma diminuição consistente no consumo específico de combustível indicado do motor (ISFC) e um aumento na eficiência de combustão, denotado como ηc. O gás hidrogênio é caracterizado por sua baixa energia de ignição, rápida propagação da chama e amplos limites de combustão. Esses atributos contribuem para a diminuição do consumo específico de combustível quando o hidrogênio é utilizado em motores de combustão com ignição por centelha. Além disso, a rápida velocidade de propagação da chama de hidrogênio amplifica a turbulência, e garante uma propagação estável da chama.

Figura 101 - Correlação entre eficiência de combustão (ηc) e consumo específico de combustível indicado (ISFC) do SCRE operando a 3 bar IMEP com baseline (etanol), e com 5% v/v e 10% v/v em mistura sintética gasosa rica em hidrogênio



Fonte: Elaborada pela autora.

Importante ressaltar que os resultados obtidos a partir do estudo cinético realizado corroboram a qualidade e a robustez dos dados experimentais coletados e analisados neste capítulo. Mais importante ainda, é dizer que o mesmo modelo poderá ser aplicado aos demais pontos ensaiados experimentalmente e a outros futuros, tornando as análises mais rápidas e com menor custo.

4.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS ACERCA DOS RESULTADOS

Perante exposto pelos resultados discutidos, e pela literatura consultada, nota-se grande quantidade de temáticas e discussões acerca do uso de gás hidrogênio de

elevada pureza combinado a gasolina enquanto combustível principal. Karagoz *et al.* (2019), assim como Naruke *et al.* (2019) são exemplos dessas produções científicas. Tal fato justifica-se pela predominância do uso de gasolina enquanto combustível principal para o abastecimento da frota mundial, fato que ainda perdurará por muitos anos.

É relevante observar que as análises experimentais e computacionais desses dois, e de outros autores discutidos nesta tese, apresentam ganhos em termos de redução de ISFC e de emissões de NOx, entretanto esses ganhos estão condicionados ao empobrecimento de misturas, fator que não é presente nos motores comerciais atuais, que operam em condições estequiométricas, tal qual aplicado nas condições experimentais para desenvolvimento desta tese.

Dentre os trabalhos consultados, destacam-se também os desenvolvidos por Ayad, Belchior e Sodré (2024) e Park *et al.* (2010), neste caso, o combustível primário é etanol, e o gás é o hidrogênio de elevada pureza. O primeiro autor demonstra que a utilização de etanol combinado a gás hidrogênio em motor turboalimentado, condição de mistura pobre, e rotação única propicia resultados significativos no que diz respeito a redução de consumo específico, menores emissões de NOx, e melhor eficiência de combustão.

Entretanto, é de suma importância observar que a frota de veículos ainda não é composta por grande quantidade de veículos turboalimentados, e nem que operem com empobrecimento de misturas, embora os sistemas de injeção direta de combustível de alguns veículos mais novos já estejam operando com misturas pobres. Não há que se discutir acerca da relevância dos resultados alcançados pelos referidos autores, mas é necessário ressaltar que a experimentação executada nesta tese varre uma quantidade maior de rotações (nove, ao todo) e cargas, priorizando a análise de pontos correspondentes ao ciclo de rodagem urbano, para que futuramente a população seja beneficiada pela combinação do uso do biocombustível ao gás hidrogênio em seus veículos.

Finalmente, destaca-se que os trabalhos citados acima lançam mão da utilização de gás hidrogênio de elevada pureza, que demonstra dificuldades em termos de obtenção, transporte, armazenamento e segurança.

A proposta discutida neste trabalho permitirá, de maneira inovadora, a produção e utilização embarcada de uma mistura sintética gasosa rica em hidrogênio,

sem que haja a necessidade de desenvolvimento de um novo motor, ou de grandes adaptações dos motores que já estão disponíveis no mercado.

Essa mistura sintética gasosa se mostrou tão eficaz quanto o gás hidrogênio de elevada pureza no aumento da eficiência de conversão de combustível, não demandou necessidade de empobrecimento de misturas ou mesmo turboalimentação, além de ter aparentado segurança durante a operação dos testes experimentais, que envolveram nove diferentes rotações, e 4 diferentes pressões.

5 CONCLUSÕES

A metodologia experimental proposta para os ensaios no motor monocilíndrico de pesquisa (SCRE) com sistema de injeção direta (GDI) para etanol e gasolina e sistema de injeção por fumigação para mistura sintética gasosa e gás hidrogênio puro foi satisfatória. Foram obtidos os resultados com nove condições de testes diferentes, envolvendo a mistura sintética gasosa combinada a etanol e gasolina.

Antes mesmo que a mistura gasosa sintética fosse testada, o gás hidrogênio puro foi testado com a utilização de etanol, e diante dos resultados obtidos, percebeu-se que a mistura sintética gasosa era capaz de fornecer resultados parecidos e até melhores que o gás hidrogênio de elevada pureza em algumas condições testadas.

Além disso, o controle da operação se mostrou mais seguro quando a mistura foi utilizada, uma vez que o gás de elevada pureza promove aceleração brusca do processo de combustão, trazendo riscos de danos severos ao motor e ao condutor, também.

A aplicação da metodologia permitiu caracterizar experimentalmente e avaliar o comportamento da combustão da mistura de etanol e mistura sintética gasosa a diferentes condições de teste, para condição de mistura estequiométrica (lambda = 1,00).

Destaca-se que o gás de reforma se trata de uma mistura gasosa, que não contém apenas gás hidrogênio, mas também gás carbônico, que é um gás inerte, e também gás metano, que apresenta processo de queima mais lenta, e pode retardar a queima que ocorre no processo de combustão.

Mesmo diante da presença desses outros gases, ainda sim houve aceleração no processo de combustão, redução do consumo específico de combustível e aumento da eficiência de conversão de combustível, quando comparados aos ensaios realizados com uso de etanol ou gasolina como únicos combustíveis.

A redução do consumo, atestada pelo aumento da eficiência de conversão, reflete diretamente sobre o consumo de combustível do veículo, que receberá a injeção de gás de reforma aliado ao etanol e à gasolina. Uma vez que se gasta menos combustível para a entrega de potência, exige-se menor solicitação de carga ao pedal de aceleração.

Comparada ao uso de gás hidrogênio puro combinado à etanol, a mistura sintética gasosa, também combinada ao etanol, apresentou redução de consumo

específico de combustível semelhante para o único ponto testado (rotação de 2500 rpm e IMEP de 3 bar). O ISFC apresentou redução de 5,6% para gás hidrogênio puro combinado a etanol e de 6,7% quando do uso de mistura sintética gasosa também combinada ao etanol. A presença de outros gases na mistura sintética gasosa permite a utilização de maiores vazões de substituição, fato que favorece o uso desta última em relação ao gás hidrogênio de elevada pureza.

As emissões foram mensuradas em todas as condições de testes que envolviam mistura sintética de gases, etanol e gasolina. As emissões não foram mensuradas quando feito o uso de gás hidrogênio de elevada pureza.

A respeito da medição de emissões, não houve redução significativa da quantidade de dióxido de carbono emitido. Também não houve alterações significativas para as emissões de hidrocarbonetos não queimados.

Para o monóxido de carbono, houve redução significativa em todas as condições testadas quando etanol é utilizado como combustível primário. Esse fato não se repetiu quando gasolina foi utilizada enquanto combustível primário.

Referente às emissões de NO_x, observou-se redução desses óxidos em todas as condições para o uso de gasolina enquanto combustível primário. Quando é feito uso de etanol, observa-se variação relevante para a rotação e 2500 rpm e IMEP de 3 bar. Ess fato merece relevância, já que esse ponto é muito utilizado cotidianamente quando se trata do ciclo de rodagem FTP-75.

O modelo cinético de combustão foi implementado e validado com base nos dados de MBF. Essa metodologia permite explicar a cinética de combustão em um motor de combustão interna. Amostras de etanol e etanol com mistura sintética gasosa rica em hidrogênio de 5%v/v e 10%v/v foram testadas e comparadas a condições experimentais de condução urbana.

O estudo cinético indicou que a combustão pode ser dividida em duas fases: Para a primeira, a difusão da mistura sintética gasosa tem uma grande contribuição para o desempenho da combustão, já para a segunda, o mecanismo para todas as amostras é semelhante, indicando que outros parâmetros têm mais influência no mecanismo de queima.

Os experimentos indicam que o aumento da concentração da mistura sintética gasosa no motor resultou num aumento da constante de velocidade de queima e melhoria do ISFC para os principais pontos de rodagem urbana (rotação de 2500 rpm e IMEP de 3 e 5 bar), fato que corrobora os resultados cinéticos obtidos, mostrando

que o mecanismo implementado é eficaz e seguro para obtenção de resultados mais rápidos e confiáveis.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Diante do conhecimento adquirido neste trabalho, seguem sugestões para as próximas etapas desta pesquisa:

a) Reduzir a razão volumétrica de compressão do motor de pesquisa para a realização de novos testes com uso de gasolina, buscando a obtenção de resultados que possibilitem justa comparação diante do uso de etanol enquanto combustível primário, nas mesmas condições. Os testes também serão repetidos com etanol enquanto combustível primário com uso da nova razão volumétrica.
b) Realizar testes experimentais com os demais pontos para gás hidrogênio de elevada pureza combinado a etanol, assim será possível concluir se a adição desse gás se mostra adequada para rotações maiores e cargas maiores, também.
c) Realizar a modelagem cinética dos demais pontos envolvendo etanol combinado à mistura sintética gasosa, e para todos os pontos envolvendo gasolina combinado à mistura sintética gasosa.
d) Realizar a análise experimental de todos os pontos com utilização de empobrecimento de misturas, visando compreender se há redução da temperatura de chama, e possibilidade de aumento de vazão do gás durante o processo. Tais análises não foram realizadas nesta tese em função de limitação do tempo para conclusão do curso de doutorado.

REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). Resolução ANP n. 807, de 23 de janeiro de 2020. Estabelece a especificação da gasolina de uso automotivo e as obrigações quanto ao controle da qualidade a serem atendidas pelos agentes econômicos que comercializarem o produto em todo o território nacional. **Diário Oficial da União**, Brasília, DF, 24 jan. 2020.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). Resolução ANP n. 907, de 18 de novembro de 2022. Dispõe sobre as especificações do etanol combustível e suas regras de comercialização em todo o território nacional. **Diário Oficial da União**, Brasília, DF, 23 nov. 2022.

Al-HARBI, A. *et al.* Effect of operation under lean conditions on NOx emissions and fuel consumption fueling an SI engine with hydrous ethanol–gasoline blends enhanced with synthesis gas. **Energy**, v. 238, n. 121664, p. 1-13, 2022.

ALMEIDA, L. Q. D.; SALES, L. C. M.; SODRÉ, J. R. Fuel consumption and emissions from a vehicle operating with ethanol, gasoline and hydrogen produced on-board. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 40, n. 21, p. 6988–6994, 2015.

AMARAL, L. V. **Desempenho de formulações experimentais de gasolina em motor monocilíndrico de ignição por centelha com injeção direta**. 2019. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2019.

AMROUCHE, F. *et al.* An experimental evaluation of ultra-lean burn capability of a hydrogen-enriched ethanol-fuelled Wankel engine at full load condition. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 41, n. 42, p. 19231-19242, 2016.

ARAUJO, N. *et al.* Kinetic models and distribution of activation energy in complex systems using Hopfield Neural Network. **Thermochimica Acta**, v. 697, p. 178847, 2021.

ARAUJO, N. *et al.* Multilayer perceptron neural network applied to TG dynamic data of biopolymer chitosan – A robust tool to study the kinetics of solid thermal decomposition. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 36, p. 101490, 2022.

ARORA, D. *et al.* Direct hybridization of PEMFC and supercapacitors: Effect of excess hydrogen on a single cell fuel cell durability and its feasibility on fuel cell stack. **Electrochimica Acta**, v. 310, p. 213-220. 2019.

ARORA, V. *et al.* Intervention of artificial neural network with an improved activation function to predict the performance and emission characteristics of a biogas powered dual fuel engine. **Electronics**, v. 10, n. 5, p. 584, 2021.

ASSAD, M.; PENAZKOV, O. Comprehensive analysis of the operation of an internal combustion engine fueled by hydrogen-containing mixtures. **Energy Reports**, v. 9, p. 4478–4492, 2023.

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

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR ISO 5484**: Motores alternativos de combustão interna de ignição por compressão (diesel) ou ignição por centelha (Otto) de velocidade angular variável - Ensaio. Rio de Janeiro: ABNT,1996b.

AVL. **AVL IndiCom User's Guide**. Graz: AVL**,** 2012.

AYAD, S. M. M. E. et al. Analysis of performance parameters of an ethanol fueled spark ignition engine operating with hydrogen enrichment. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 45, n. 8, p. 5588–5606, 2019.

AYAD, S. M. M. E.; BELCHIOR, C. R. P.; SODRÉ, J. R. Hydrogen addition to ethanol-fuelled engine in lean operation to improve fuel conversion efficiency and emissions. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 49, p. 744–752, 2024.

AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. **Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency**. *In*: SAE 2006 WORLD CONGRESS & EXHIBITION. Detroit, Michigan, USA: SAE Technical Paper 2006-01-0229, 2006.

BAETA, J. G. C. **Metodologia Experimental Para a Maximização Do Desempenho de um Motor Multicombustível Turboalimentado Sem Prejuízo à Eficiência Energética Global**. 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2006.

BAETA, J. G. C. Overview of Different Mixture Preparation Layouts of Gasoline Direct Injection (GDI) Systems for Automotive Applications. *In*: SAE Powertrain Symposium, 10th, 2012, **Proceedings […].** Itapupeva. Itapupeva: [*S.n.*], 2012.

BAETA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; SILVA, T. R. V. Exploring the limits of a down-sized ethanol direct injection spark ignited engine in different configurations in order to replace high-displacement gasoline engines. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 858-871, 2015.

BIFFIGER, H.; SOLTIC, P. Effects of split port/direct injection of methane and hydrogen in a spark ignition engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 40, n. 4, p. 1994-2003, 2015.

BONATESTA, F. *et al.* Fuel economy analysis of part-load variable camshaft timing strategies in two modern small-capacity spark ignition engines. **Applied Energy**, v. 164, p. 475-491, 2016.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética (EPE). **Análise de Conjuntura dos Biocombustíveis - Ano 2020**. Brasília: EPE, jul. 2021.

BRASIL. Ministério do Meio Ambiente (MMA). Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Resolução MMA/CONAMA nº 490, de 23 de novembro de 2018. Estabelece a Fase PROCONVE P8 de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores – PROCONVE para o controle das emissões de gases poluentes e de ruído para veículos automotores pesados novos de uso rodoviário e dá outras providências. **Diário Oficial da União**, Brasília, DF, 2018.

CATAPANO, F. *et al.* A comprehensive analysis of the effect of ethanol, methane and methane-hydrogen blend on the combustion process in a PFI (port fuel injection) engine, **Energy**, v. 88, p. 101-110, 2015.

CAVALLARO, S.; MONDELLO, N.; FRENI, S. Hydrogen produced from ethanol for internal reforming molten carbonate fuel cell. **Journal of Power Sources**, v. 102, n. 1–2, p. 198–204, 2001.

CERVANTES-BOBADILLA, M. *et al.* Experimental study on the performance of controllers for the hydrogen gas production demanded by an internal combustion engine. **Energies**, v. 11, n. 8, p. 2157, 2018.

CONTRERAS, J. L. *et al.* Catalysts for H_2 production using the ethanol steam reforming (a review). **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 39, n. 33, p. 18835-18853, 2014.

COSTA, M. et al. **Split Injection in a GDI Engine Under Knock Conditions: An Experimental and Numerical Investigation**. *In*: 12th International Conference on Engines & Vehicles. Capri, IT: SAE International, set. 2015.

DINCER, I.; ACAR, C. Review and evaluation of hydrogen production methods for better sustainability. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 40, n. 34, p. 11094–11111, 2014.

DUTTA, K., DAVEREY, A., LIN, J. Evolution retrospective for alternative fuels: First to fourth generation. **Renewable Energy**, v. 69, p. 114-122, 2014.

FAN, B. *et al.* The influence of hydrogen injection strategy on mixture formation and combustion process in a port injection (PI) rotary engine fueled with natural gas/hydrogen blends. **Energy Conversion and Management**, v. 173, p. 527-538, 2018.

FATSIKOSTAS, A. N.; VERYKIOS, X. E. Production of hydrogen for fuel cells by reformation of bio-ethanol over Ni- and Ru-based catalysts. *In*: Proceedings International Hydrogen Energy Congress and Exhibitions, 13-15 Jul. 2005, **Proceedings […].** Istanbul. Istanbul: IHEC, 13-15 Jul. 2005.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines Applied Thermosciences**. 3rd. ed. Colorado: John Wiley & Sons, 2015.

FERREIRA, O. E. **Produção de Etanol a Partir de Sorgo Sacarino com Tratamento Enzimático**. 2015. Tese (Doutorado em Microbiologia Agropecuária) - Universidade Estadual Paulista, Jaboticabal, 2015.

FIERRO, V. *et al.* Ethanol oxidative steam reforming over Ni-based catalysts. **Journal of Power Sources**, v. 145, n. 2, p. 659 -666, 2005.

FONTANA, G.; GALLONI, E. Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation. **Applied Energy**, v. 87, n. 7, p. 2187-2193, 2010.

GANESAN, V. **Internal Combustion Engines**. New York: McGraw-Hill, 1995.

GIACOSA, D. **Motores Endotérmicos**. 3rd. ed. [Barcelona]: Editorial Dossat, 2018.

GLEHN, F. R. V. **Injeção Eletrônica**. Goiânia: Ciclo Engenharia, 2009.

GONCA, G.; SAHIN, B.; HOCAOGLU, M. F. Influences of hydrogen and various gas fuel addition to different liquid fuels on the performance characteristics of a spark ignition engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 47, n. 24, p. 12421–12431, 2022.

GONG, C. *et al.* Influence of ignition timing on combustion and emissions of a spark-ignition methanol engine with added hydrogen under lean-burn conditions. **Fuel**, v. 235, p. 227-238, 2019.

GREENWOOD, J. B. *et al.* Experimental results of hydrogen enrichment of ethanol in an ultra-lean internal combustion engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 39, p. 12980-12990, 2014.

HAYKIN, S. **Redes neurais**: princípios e prática. 2. ed. São Paulo: Bookman, 2008.

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

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Improving The Fuel Economy of Road Vehicles**. Paris: IEA, 2012.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **The Future of Hydrogen**. Paris: IEA, 2019.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **World Energy Outlook 2020**. Paris: OECD, 2020. Disponível em: https://www.oecd-ilibrary.org/energy/world-energy-outlook-2020_557a761b-en. Acesso em: 26 abr. 2024.

JHANG, S. *et al.* Evaluation of fuel consumption, pollutant emissions and well-towheel GHGs assessment from a vehicle operation fueled with bioethanol, gasoline and hydroge. **Energy**, v. 209, p. 118436, 2020.

JI, C.; ZHANG, B.; WANG, S. Enhancing the performance of a spark-ignition methanol engine with hydrogen addition. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 38, n. 18, p. 7490–7498, 2013.

JORDAN, E. A. **Hydrogen Enrichment in Internal Combustion Engines: An Investigation of Performance and Emissions using Hydrogen-Ethanol Bi-fueling.** 2012. Tese (Doutorado) - University of California, Davis, 2012.

KARAGÖZ, Y. *et al.* Investigation of hydrogen usage on combustion characteristics and emissions of a spark ignition engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 44, p. 14243-14256, 2019.

KARAGÖZ, Y.; SANDALCI, T.; DALKILIÇ, A. S. Effects of hydrogen and oxygen enrichment on performance and emissions of an SI engine under idle operating condition. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 40, n. 28, p. 8607–8619, 2015.

KURTGOZ, Y. *et al.* Biogas engine performance estimation using ANN. **Engineering Science and Technology, an International Journal**, v. 20, p. 1563-1570, 2017.

LIU, J. *et al.* Machine learning assisted prediction of exhaust gas temperature of a heavy-duty natural gas spark ignition engine. **Applied Energy**, v. 300, p. 117413, 2021.

LIU, J.; DUMITRESCU, C. E. Improved Thermodynamic Model for Lean Natural Gas Spark Ignition in a Diesel Engine Using a Triple Wiebe Function. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 142, n. 6, p. 062303, 1 jun. 2020.

LIU, Q. *et al.* Hydrogen Production by Ethanol Reforming on Supported Ni–Cu Catalysts. **ACS Ômega**, v. 7, p. 4577-4584, 2022.

MA, F. *et al.* Performance and emission characteristics of a turbocharged spark-ignition hydrogen-enriched compressed natural gas engine under wide open throttle operating conditions. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 35, p. 12502-12509, 2010.

MACHADO, G. B.; DE MELO, T. C. C.; DE MENDONÇA SOARES, L. A. **Flex Fuel Engine - Influence of Fuel Composition on the CA50 at Maximum Brake Torque Condition**. *In*: 24th SAE Brasil International Congress and Display. SAE International, Setembro, 2015.

MALAQUIAS, A. C. T. *et al.* 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, 2019.

MANDAL, A.; CHO, H.; CHAUHAN, B. S. ANN Prediction of Performance and Emissions of CI Engine Using Biogas Flow Variation. **Energies**, v. 14, n. 10, p. 2910, 2021.

MELO, T. C. C. **Análise Experimental e Simulação Computacional de um Motor Flex Operando com Diferentes Misturas de Etanol Hidratado na Gasolina**. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

MENDES, G. **Detecção de adulterações em gasolina e previsão de parâmetros físico-químicos a partir de curvas de destilação associadas à ferramentas quimiométricas**. 2012. Tese (Doutorado em Ciências Química) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

MORALES, J. *et al.* Control scheme formulation for the production of hydrogen on demand to feed an internal combustion engine. **Sustainability**, v. 9, n. 1, p. 7, 2016.

MOREIRA, T. A. A. **Análise e Caracterização de um Sistema de Ignição por Lança Chamas Operando com Carga Homogênea**. 2014. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014.

MUNSIN, R. *et al.* Effect of glycerol ethoxylate as an ignition improver on injection and combustion characteristics of hydrous ethanol under CI engine condition. **Energy Conversion and Management**, v. 98, p. 282-289, 2015.

NAPRO. **PC-MULTIGÁS**: O analisador de gases compacto e completo. São Paulo: NAPRO, 2011.

NARUKE, M. *et al.* Effects of hydrogen addition on engine performance in a spark ignition engine with a high compression ratio under lean burn conditions. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 44, p. 15565-15574, 2019.

NIKOLAIDIS, P.; POULLIKKAS, A. A comparative overview of hydrogen production processes. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 67, p. 597–611, 2017.

PAN, J.; SHU, G.; WEI, H. Research on in-cylinder pressure oscillation characteristic during knocking combustion in spark-ignition engine. **Fuel**, v. 120, p. 150-157, 2014.

PARK, C. *et al.* Performance and exhaust emission characteristics of a spark ignition engine using ethanol and ethanol-reformed gas. **Fuel**, v. 89, p. 2118-2125, 2010.

PONTOPPIDAN, M.; BAETA, J. G. C. A Study of a Highly Boosted and Efficient Downsized Ethanol Direct Injection (EDI) Engine in Two Different Configurations for the Purpose of Replacing High-Displacement Gasoline Engines. **SAE International**, 2015.

PRASAD, B. *et al.* Effect of hydrogen enrichment on performance, combustion, and emission of a methanol fueled SI engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 46, p. 25294-25307, 2021.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Intenal Combustion Engine**. New Jersey: Prentice Hall, 1997.

PURAYIL, S. *et al.* Effect of hydrogen blending on the combustion performance, emission, and cycle-to-cycle variation characteristics of a single-cylinder GDI spark ignition dual-fuel engine. **Thermofluids**, v. 20, p. 100403, 2023.

RAVITEJA, S.; KUMAR, G. N. Effect of hydrogen addition on the performance and emission parameters of an SI engine fueled with butanol blends at stoichiometric conditions. **International Journal of Hydrogen Energy**, v.40, p. 9563-9569, 2015.

RODRIGUES FILHO, F. A. **Projeto, Construção e Caracterização do Desempenho de um Motor de Combustão Interna Provido de um Sistema de Ignição por Lança Chamas de Carga Estratificada**. 2014. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014.

SALAM, S. *et al.* A review on recent progress in computational and empirical studies of compression ignition internal combustion engine. **Fuel**, v. 279, p. 118469, 2020.

SANTOS, J. **Aplicação da neguentropia na modelagem termoeconômica de sistemas**. 2009. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2009.

SILVA, T. R. V. *et al.* Effects of Continuously Variable Valve Timing (CVVT) on Ethanol Spark Ignited Direct Injection (SIDI) Downsized Engine. *In*: Congresso Internacional De Motores, Combustíveis E Combustão - CIMCCO, 1., 2016, Belo Horizonte. **Anais** [...]. Belo Horizonte: UFMG, 2016.

SINGH, S.; SINGH, N. Containers docker: Emerging roles future of cloud technology. *In*: International Conference on Applied and Theoretical Computing and Communication Technology (iCATccT), 2nd., Pune. Pune: IEEE, 2016. p. 804–807.

SOPENA, C. *et al.* Conversion of a commercial spark ignition engine to run on hydrogen: Performance comparison using hydrogen and gasoline. **International Journal of Hydrogen Energy**, v.35, p. 1420-1429, 2010.

SRISIRIWAT, N. *et al.* Thermodynamic Analysis of Hydrogen Production from Ethanol in Three Different Technologies. Bangkok. Bangkok: The Joint Graduate School of Energy Environment (JGSEE), 21-23, 2006.

STEPIEN, Z. A Comprehensive Overview of Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines: Achievements and Future Challenges. **Energies**, v. 14, p. 1-26, 2021.

SU, J. *et al.* Combined effects of cooled EGR and a higher geometric compression ratio on thermal efficiency improvement of a downsized boosted spark-ignition direct-injection engine. **Energy Conversion and Management**, v. 78, p. 65-73, 2014.

SU, T. *et al.* Improving the combustion performance of a gasoline rotary engine by hydrogen enrichment at various conditions. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 43, p. 1902-1908, 2018.

TSUKAMOTO, Y. *et al.* Analysis of hydrogen combustion characteristics in hydrogen engines. **SAE Technical Paper 2023-32-0039**, 2023.

TURNS, S. **Introdução à combustão.** 3. ed. New York: McGraw-Hill, 2013.

VAIDYA, P. D.; RODRIGUES, A. E. Insight into steam reforming of ethanol to produce hydrogen for fuel cells. **Chemical Engineering Journal**, v. 117, n. 1, p. 39-49, 2006.

VERHELST, S. Recent progress in the use of hydrogen as a fuel for internal combustion engines. **International Journal of Hydrogen Energy**, v.39, p. 1071-1085, 2014.

VIZCAINO, A.; CARRERO, A.; CALLES, J. Hydrogen production by ethanol steam reforming over Cu–Ni supported catalysts. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 32, n. 10–11, p. 1450–1461, 2007.

VYAZOVKIN, S. Advanced Isoconversional Method. **Journal of Thermal Analysis**, v. 49, p. 1493-1499, 1997.

WANG, J. *et al.* Effect of hydrogen addition on early flame growth of lean burn natural gas-air mixtures. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 35, n. 13, p. 7246–7252, 2010b.

WANG, S. *et al.* Effect of CO_2 dilution on combustion and emissions characteristics ofthe hydrogen-enriched gasoline engine. **Energy**, v. 96, p. 118-126, 2016.

WANG, S.; JI, C.; ZHANG, B. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark-ignited ethanol engine at idle and stoichiometric conditions. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 35, n. 17, p. 9205–9213, 2010a.

WOO, C.; KOOK, S.; HAWKES, E. R. Effect of intake air temperature and common-rail pressure on ethanol combustion in a single-cylinder light-duty diesel engine. **Fuel**, v. 180, p. 9–19, 2016.

WU, Y.-Y.; WANG, J. H.; MIR, F. M. Improving the Thermal Efficiency of the Homogeneous Charge Compression Ignition Engine by Using Various Combustion Patterns. **Energies**, v. 11, n. 11, p. 3002, 1 nov. 2018.

WYSZYNSKI, L. P.; STONE, C. R.; KALGHATGI, G. T. **The Volumetric Efficiency of Direct and Port Injection Gasoline Engines with Different Fuels**. *In*: SAE 2002 World Congress & Exhibition. Detroit, United States: SAE International, 2002.

YELIANA, Y. *et al.* Wiebe function parameter determination for mass fraction burn calculation in an ethanol-gasoline fuelled SI engine. **Journal of KONES Powertrain and Transport**, v. 15, n. 3, p. 567-574, 2008.

YILDIZ, M.; ÇEPER, B. Zero-dimensional single zone engine modeling of an SI engine fuelled with methane and methane-hydrogen blend using single and double Wiebe Function: A comparative study. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, n. 40, p. 25756–25765, 2017.

YU, X. *et al.* Research on combustion and emission characteristics of a hydrous ethanol/hydrogen combined injection spark ignition engine under lean-burn conditions. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 47, n. 63, p. 27223–27236, 2022.

ZHANG, B. *et al.* Investigation on the lean combustion performance of a hydrogen enriched n-butanol engine. **Energy Conversion and Management**, v. 136, p. 36-43, 2017.

ZHANG, B.; JI, C.; WANG, S. Performance of a hydrogen-enriched ethanol engine at unthrottled and lean conditions. **Energy Conversion and Management**, v. 114, p. 68–74, 2016.

ZHANG, H. *et al.* Numerical study on combustion and emission characteristics of a spark-ignition ammonia engine added with hydrogen-rich gas from exhaust-fuel reforming. **Fuel**, v. 332, p. 125939, 2023.

ZHANG, R. et al. Optical study on the effects of the hydrogen injection timing on lean combustion characteristics using a natural gas/hydrogen dual-fuel injected spark-ignition engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 46, n. 39, p. 20777–20789, 2021.

ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development**. Boca Raton: Woodhead Publishing Limited & CRC Press, 2010.

APÊNDICE I – EXEMPLO DE METODOLOGIA DO CÁLCULO DA INCERTEZA COMBINADA PADRÃO PARA MEDIÇÕES INDIRETAS

A metodologia de cálculo da incerteza combinada padrão para medições indiretas é exemplificada nesta seção, utilizando-se a variável de interesse potência indicada, P, dada pela Equação AI.1.

$$P = \frac{2.\pi.N.T}{60000} \tag{AI.1}$$

Em que N representa a velocidade de rotação do motor [rpm] e T representa o torque indicado [N.m]. A relação para o cálculo da incerteza combinada padrão para a potência indicada, $u_c(P)$, é dada pela Equação AI.2.

$$u_c(P) = \sqrt{\left[\frac{\partial P}{\partial N}.u(N)\right]^2 + \left[\frac{\partial P}{\partial T}.u(T)\right]^2} \tag{AI.2}$$

Em que $u(N)$ e $u(T)$ representam a incerteza padrão da velocidade de rotação do motor e a incerteza padrão do torque indicado, respectivamente. A partir da Equação AIII.1, podem ser obtidas as derivadas parciais da variável dependente de interesse em relação às variáveis independentes, conforme Equações AI.3 e AI.4.

$$\frac{\partial P}{\partial N} = \frac{2.\pi.T}{60000} \tag{AI.3}$$

$$\frac{\partial P}{\partial T} = \frac{2.\pi.N}{60000} \tag{AI.4}$$

Substituindo-se as Equações AI.3 e AI.4 na Equação AI.2, obtém-se a relação final para cálculo da incerteza combinada padrão da variável de interesse, conforme Equação AI.5.

$$u_c(P) = \sqrt{\left[\frac{2.\pi.T}{60000}.u(N)\right]^2 + \left[\frac{2.\pi.N}{60000}.u(T)\right]^2} \tag{AI.5}$$