



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

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE TECNOLOGIAS QUE VISAM
A MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE
COMBUSTÍVEL EM UM MOTOR MONOCILINDRO
DE PESQUISA**

NILTON ANTONIO DINIZ NETTO

Belo Horizonte
Escola de Engenharia da UFMG

2018

Nilton Antonio Diniz Netto

**ESTUDO EXPERIMENTAL DE TECNOLOGIAS QUE VISAM
A MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE
COMBUSTÍVEL EM UM MOTOR MONOCILINDRO
DE PESQUISA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Aluno: Nilton Antonio Diniz Netto

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta

Co-Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle

Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2018

D585e

Diniz Neto, Nilton Antonio.

Estudo experimental de tecnologias que visam a maximização da eficiência de conversão de combustível em um motor monocilíndrico de pesquisa [manuscrito] / Nilton Antonio Diniz Neto. - 2018.

192 f., enc.: il.

Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Coorientador: Ramon Molina Valle.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f. 181-192.

Bibliografia: f. 176-180.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Motores de combustão interna - Teses. I. Baêta, José Guilherme Coelho. II. Valle, Ramón Molina. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



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

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ESTUDO EXPERIMENTAL DE TECNOLOGIAS QUE VISAM A
MAXIMIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE
COMBUSTÍVEL EM UM MOTOR MONOCILINDRO DE PESQUISA"**

NILTON ANTONIO DINIZ NETTO

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 27 de fevereiro de 2018.

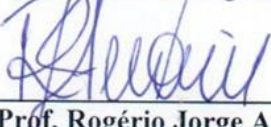
Por:



Prof. Jose Guilherme Coelho Baeta
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG




Prof. Ramon Molina Valle
Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG



Prof. Rogério Jorge Amorim
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais-PUC-MINAS



Prof. Fernando Antonio Rodrigues Filho
Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET



Prof. Luis Carlos Monteiro Sales
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais-PUC-MINAS

"Si vis pacem, para bellum"

Publius Flavius Vegetius Renatus (450 d.C.)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por me sustentar, guiar meus passos na conquista deste objetivo, pela paz espiritual e coragem, encontrada em todos os momentos difíceis dessa trajetória. Aos meus amados pais, Marcio Acácio e Maria Aparecida, e minhas irmãs, Natália Diniz e Nívea Diniz, pelo imenso apoio e pela compreensão do tempo de convívio muitas vezes sacrificado para realização deste trabalho. Sem vocês nada seria possível e tão pouco faria sentido.

A minha noiva Nayara Custódio, pela paciência, incentivo, carinho e apoio incondicional nessa importante etapa da minha vida, suportando junto comigo momentos difíceis.

Ao meu orientador e amigo Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta, por ser uma das minhas principais referências como profissional e pessoa. Sua experiência, ensinamentos e humildade me proporcionaram muitas conquistas e grande crescimento profissional e pessoal.

Ao Prof. Dr. Ramón Molina Valle, pela confiança em mim depositada e por acreditar no meu trabalho.

A gratidão é um sentimento do ser humano que resulta do reconhecimento do esforço do seu semelhante em lhe fazer o bem. Agradeço imensamente, ao grande amigo Alysson Fernandes, por não ter medido esforços para me ajudar nos inúmeros ensaios que se estenderam pelas madrugadas, finais de semana e feriados - ao grande amigo Augusto Teixeira, pela enorme contribuição e participação neste trabalho - aos grandes amigos Roberto Berli, Carlos Gomes, Rafael Lara, Sérgio Augusto, Marcos Torres e Cesar Vieira, pela paciência no meu aprendizado, pelos grandes ensinamentos ao longo dessa caminhada, por toda palavra de encorajamento que me foi dada e pela atenção recebida em todos os momentos em que necessitei de auxílio. Saibam que sou extremamente grato a todos vocês e me sinto abençoado por fazerem parte da minha vida. Desejo a todos um brilhante futuro e que nossa amizade nunca acabe.

A todos que contribuíram, diretamente ou indiretamente, para que este trabalho pudesse ser realizado. Muito obrigado!

RESUMO

O ritmo acentuado do crescimento populacional do planeta, aliado à finita disponibilidade de recursos energéticos para as próximas gerações humanas, evidencia a necessidade de tomada de medidas imediatas em prol do meio ambiente. Soma-se a isso a intensificação das atividades antrópicas sobre natureza e a utilização de combustíveis fósseis que, juntos, contribuem para o aumento da poluição global e das temperaturas médias mundiais. Uma forma de reverter este cenário para o futuro é a otimização dos motores de combustão interna, que são atualmente vistos como grandes responsáveis por parte da poluição terrestre, principalmente através da emissão de gases poluentes na atmosfera. Neste sentido, a proposta deste trabalho, que está de acordo com as legislações ambientais que vigoram em âmbito internacional, é estudar a implementação de novas tecnologias que visam à maximização da eficiência de conversão de combustível de um motor de combustão interna. Para tanto, foram analisados parâmetros como a variação da razão volumétrica de compressão, sistemas de injeção de combustível e água, controle da estrutura de fluxo e recirculação de gases de escapamento em um motor monocilindro de pesquisa. Nos testes conduzidos em dinamômetro de bancada, foram utilizados os combustíveis E27 e E100, que abastecem a atual frota brasileira, sendo este tido como uma excelente alternativa de biocombustível renovável para o futuro. Os ensaios foram divididos em etapas para que pudessem ser tiradas conclusões específicas acerca da implementação de tecnologias distintas na operação do motor. Resultados demonstram ganhos de até 5% em eficiência de conversão de combustível quando adotada uma razão volumétrica de compressão ótima, além da redução na emissão de poluentes, do consumo de combustível e melhoria da combustão através do emprego de tecnologias como EGR, controle da estrutura de fluxo, injeção direta de combustível e indireta de água.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, gasolina, etanol, eficiência, injeção direta.

ABSTRACT

The sharp pace of the planet's population growth, coupled with the finite availability of energy resources for the next human generations, highlights the need to take immediate actions for the environment. Added to this is the intensification of man-made activities on nature and the use of fossil fuels which, together, contribute to an increased global pollution and higher average temperatures. One way of reversing this scenario for the future is the optimization of internal combustion engines, which are currently seen as largely responsible for land-based pollution, mainly through the emission of polluting gases into the atmosphere. In this sense, the proposal of this work, which is in accordance with international environmental legislation, is to study the implementation of new technologies aimed at maximizing the fuel conversion efficiency of an internal combustion engine. For that, parameters such as the variation of the volumetric compression ratio, fuel and water injection systems, flow structure control and exhaust gas recirculation were analyzed in a single-cylinder search engine. In tests carried out on a bench dynamometer, the E27 and E100 fuels were used, which supply the current Brazilian fleet, the last being considered as an excellent renewable biofuel alternative for the future. The tests were divided into stages so that specific conclusions could be drawn about the implementation of different technologies in the operation of the engine. Results show a gain of up to 5% in fuel conversion efficiency when an optimum compression ratio was adopted, as well as the reduction in pollutant emissions, fuel consumption and combustion improvement through the use of technologies such as EGR, control of the flow structure, fuel direct injection and water port-fuel injection.

Keywords: Internal combustion engine, gasohol, ethanol, efficiency, direct injection

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama PV e Diagrama TS para o ciclo ideal.....	28
Figura 2 – Ciclo de quatro tempos de um MCI de ignição por centelha.....	30
Figura 3 – Ciclo indicado em função do ângulo do virabrequim	31
Figura 4 – Comparação ciclo real do MCI com o ciclo ideal.....	34
Figura 5 – Diagrama esquemático de um MCI.	35
Figura 6 – Sistema biela-manivela.	36
Figura 7 – Efeito do comprimento do duto de admissão na eficiência volumétrica	40
Figura 8 – Influência da razão de compressão na eficiência térmica	41
Figura 9 – Influência do fator λ no desempenho (a) e Influência do fator λ nas emissões (b) em motor de ignição por centelha	44
Figura 10 – Topologia dos sistemas de injeção de combustível	45
Figura 11 – Análise das perdas energéticas entre os sistemas de injeção de combustível	46
Figura 12 – Variação do torque em função do avanço de ignição.....	49
Figura 13 – Efeito do avanço de ignição no diagrama PV	50
Figura 14 – Autoignição característica dos combustíveis.....	51
Figura 15 – Curvas de pressão no cilindro com e sem detonação.....	52
Figura 16 – Esquemático de diferentes sistemas de EGR.....	57
Figura 17 – Diagrama de válvulas do motor	87
Figura 18 – Modelo matemático pistões.....	89
Figura 19 – Fotografias dos novos pistões fabricados	89
Figura 20 – Juntas metálicas no bloco do motor para variação da RC.....	90
Figura 21 – Pistão no PMS para análise de regiões acima e abaixo do bloco...	90
Figura 22 – Volume da câmara de combustão com o pistão no PMS	91
Figura 23 – Procedimento de medição do volume reduzido da câmara de combustão pelo pistão	92
Figura 24 – Montagem do anteparo para <i>tumble</i> no Cabeçote do SCRE	93
Figura 25 – Configuração do anteparo para geração de <i>tumble</i>	94
Figura 26 – Projeto do anteparo para geração de <i>tumble</i>	94
Figura 27 – Montagem dos Injetores de combustível e água	95
Figura 28 – Modelo matemático do projeto do flange dos injetores.....	95

Figura 29 – Sistema de admissão e injeção montado no motor	96
Figura 30 – Caracterização macroscópica do <i>spray</i> para injetor DI	96
Figura 31 – Caracterização do <i>spray</i> para injetor DI	97
Figura 32 – Caracterização macroscópica do <i>spray</i> injetor PFI.....	97
Figura 33 – Injetor usado para a injeção de água.....	98
Figura 34 – Características do <i>spray</i> injetor de água	98
Figura 35 – Esquema mostrando o sistema de injeção de água.....	99
Figura 36 – (a) AVL 577 (b) Montagem do condicionador ao motor	100
Figura 37 – (a) Medidor ETAS LA 4 (b) Balança e condicionador de combustível	101
Figura 38 – Unidade de central eletrônica AVL 427	102
Figura 39 – Analisador de emissões	103
Figura 40 – Esquemático da medição da pressão dentro do cilindro	104
Figura 41 – Vista frontal da bancada de ensaios com SCRE	107
Figura 42 – Vista traseira da bancada de ensaios com SCRE.....	108
Figura 43 – Sensores de monitoramento do INDICOM e injetores	108
Figura 44 – Esquema geral da bancada de provas do SCRE	109
Figura 45 – Principais medidas e parâmetros bancada SCRE	109
Figura 46 – Visão geral da bancada de controle do SCRE	111
Figura 47 – Condições de operação do motor nos ciclos FTP-75 (a) US06 (b)113	
Figura 48 – Condição de operação do motor nos ciclos NEDC (a) UEDC (b) ..	114
Figura 49 – Fluxograma detalhado do processo de calibração	117
Figura 50 – Avaliação da condição de detonação pela pressão no cilindro....	117
Figura 51 – Comparação entre o NIMEP medido e o NIMEP de referência para apresentação da formatação de comparação de resultados - Etapa 1	119
Figura 52 – CoV NIMEP como avaliação da estabilidade de combustão - Etapa 1	120
Figura 53 – MBF50 como avaliação do avanço de ignição ótimo - Etapa 1	121
Figura 54 – MBF10-90 como avaliação da velocidade do processo de combustão - Etapa 1	122
Figura 55 – MBF10-50 e MBF50-90 como avaliação do centroide da combustão para E27 - Etapa 1	123
Figura 56 – MBF10-50 e MBF50-90 como avaliação do centroide da combustão para E100 - Etapa 1	124

Figura 57 – Pressão máxima no cilindro - Etapa 1	125
Figura 58 – Consumo específico de combustível - Etapa 1.....	126
Figura 59 – Eficiência de conversão de combustível - Etapa 1.....	127
Figura 60 – Emissões específicas de NO _x - Etapa 1	128
Figura 61 – Emissões específicas de CO ₂ - Etapa 1.....	130
Figura 62 – Emissões específicas de HC - Etapa 1	131
Figura 63 – Região de <i>squish</i> localizada do lado oposto do injetor DI	131
Figura 64 – Emissões específicas de CO - Etapa 1	132
Figura 65 – Duração da combustão como função do fechamento atrasado da válvula de escapamento	134
Figura 66 – Duração da combustão como função da abertura adiantada da válvula de admissão	135
Figura 67 – Perdas por bombeamento como função do fechamento atrasado da válvula de escapamento	135
Figura 68 – Perdas por bombeamento como função da abertura adiantada da válvula de admissão	136
Figura 69 – Estabilidade do processo de combustão como função do fechamento atrasado da válvula de escapamento	137
Figura 70 – Estabilidade do processo de combustão como função da abertura adiantada da válvula de admissão.....	138
Figura 71 – Consumo específico de combustível como função do fechamento atrasado da válvula de escapamento	139
Figura 72 – Consumo específico de combustível como função da abertura adiantada da válvula de admissão.....	140
Figura 73 – Comparação da duração da combustão entre câmara limpa e suja	141
Figura 74 – Comparação das perdas por bombeamento entre câmara limpa e suja	142
Figura 75 – Comparação da estabilidade do processo de combustão entre câmara limpa e suja	143
Figura 76 – Comparação do consumo específico de combustível entre câmara limpa e suja.....	143
Figura 77 – Comparação da eficiência de conversão de combustível entre câmara limpa e suja	144

Figura 78 – Comparação das emissões específicas de NOx entre câmara limpa e suja	145
Figura 79 – Comparação das emissões específicas de CO ₂ entre câmara limpa e suja	145
Figura 80 – Comparação das emissões específicas de HC entre câmara limpa e suja	146
Figura 81 – Comparação das emissões específicas de CO entre câmara limpa e suja	147
Figura 82 – Comparação entre o NIMEP medido e o NIMEP de referência para apresentação da formatação de comparação de resultados - Etapa 3	148
Figura 83 – Comparação da duração da combustão de câmara limpa e suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	149
Figura 84 – Comparação da estabilidade do processo de combustão entre câmara limpa e suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	150
Figura 85 – Comparação do consumo específico de combustível entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	151
Figura 86 – Redução percentual do consumo específico de combustível entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i> ..	151
Figura 87 – Comparação da eficiência de conversão de combustível entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i> ..	152
Figura 88 – Elevação absoluta da eficiência de conversão de combustível entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i> ..	152
Figura 89 – Comparação da eficiência de conversão de combustível entre câmara limpa e suja para E27, com e sem câmara suja e associação da geração de <i>tumble para E100</i>	153
Figura 90 – Análise comparativa da eficiência de combustão entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	154
Figura 91 – Análise comparativa da temperatura do gás de escapamento entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i> ..	155
Figura 92 – Análise comparativa da eficiência térmica entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	156
Figura 93 – Análise comparativa do diagrama PxV entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	157

Figura 94 – Análise comparativa do diagrama log-PxV entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	158
Figura 95 – Análise comparativa das perdas por bombeamento entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	158
Figura 96 – Análise comparativa das emissões específicas de NO _x entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	159
Figura 97 – Análise comparativa das emissões específicas de CO ₂ entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	159
Figura 98 – Análise comparativa das emissões específicas de HC entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	160
Figura 99 – Análise comparativa das emissões específicas de CO entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de <i>tumble</i>	160
Figura 100 – Comparação entre o NIMEP medido e NIMEP de referência, CoV NIMEP para apresentação dos resultados - Etapa 4	162
Figura 101 – Comparação da duração da combustão com e sem injeção de água	163
Figura 102 – Comparação da eficiência de conversão de combustível com e sem injeção de água	164
Figura 103 – Análise comparativa da temperatura do gás de escapamento com e sem injeção de água	165
Figura 104 – Análise comparativa da eficiência de combustão com e sem injeção de água.....	166
Figura 105 – Análise comparativa da eficiência térmica com e sem injeção de água.....	167
Figura 106 – Análise comparativa das emissões específicas de NO _x com e sem injeção de água	168
Figura 107 – Análise comparativa das emissões específicas de CO ₂ com e sem injeção de água	168
Figura 108 – Análise comparativa das emissões específicas de HC com e sem injeção de água	169
Figura 109 – Análise comparativa das emissões específicas de CO com e sem injeção de água	170

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Trabalhos científicos relação volumétrica de compressão	62
Tabela 2 – Trabalhos científicos sistema de injeção de combustível	65
Tabela 3 – Trabalhos científicos controle da estrutura de fluxo	67
Tabela 4 – Trabalhos científicos utilização de EGR	71
Tabela 5 – Trabalhos científicos sistemas de controle do diagrama de válvulas	75
Tabela 6 – Trabalhos científicos injeção de água	79
Tabela 7 – Especificações do motor	86
Tabela 8 – Configurações dos comandos de admissão e escapamento para ensaios de maximização do iEGR	88
Tabela 9 – Tabela de Espessura de Juntas	92
Tabela 10 – Propriedade dos combustíveis conforme ANP	99
Tabela 11 – Características técnicas da instrumentação	105
Tabela 12 – Incertezas associadas máximas	107
Tabela 13 – Metodologia dos ensaios	115

LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

- ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas
- AFR – *Air Fuel Ratio* - Razão ar/combustível
- ANP – Agência Nacional do Petróleo
- APMI – Antes do ponto morto inferior
- APMS – Antes do ponto morto superior
- BMEP – *Brake Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva de eixo
- BSFC – *Brake Specific Fuel Consumption* - Consumo específico de eixo
- CA – *Crank angles* – ângulo de virabrequim
- CO – Monóxido de Carbono
- CO₂ – Dióxido de Carbono
- CoV – Covariância
- CVVT – *Continuously Variable Valve Timing* – Abertura de válvulas continuamente variável
- DI – *Direct Injection* – Injeção direta
- DISI – *Direct Injection Spark Ignition* – Injeção direta e ignição por centelha
- DPMI – Depois do ponto morto inferior
- DPMS – Depois do ponto morto superior
- ECU – *Engine Control Unit* - Unidade de central eletrônica
- EEDI – *Early Ethanol Direct Injection* – Injeção direta antecipada de etanol
- EGR – *Engine Gas Recirculation* - Recirculação dos gases do escapamento
- EIVC – *Early Intake Valve Closure* – Fechamento antecipado da válvula de admissão
- E27 – Gasolina com 27% em volume de etanol
- E100 – Etanol hidratado brasileiro
- FMEP – *Friction Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva de atrito
- FTP – *Federal Test Procedure* – Procedimento de teste federal
- HC – Hidrocarboneto
- HCCI – *Homogeneous charge compression ignition* – Ignição por compressão de carga homogênea
- iEGR – Recirculação interna dos gases do escapamento
- IMEP – *Indicated Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva indicada
- IVC – *Intake Valve Closure* – Fechamento da válvula de admissão
- IVO – *Intake Valve Opening* – Abertura da válvula de admissão

LDI – Limite de detonação inferior

LDV – *Laser Doppler Velocimetry* – Velocimetria Doppler à laser

LIVC – Late Intake Valve Closure – Fechamento atrasado da válvula de admissão

LEDI – *Late Ethanol Direct Injection* – Injeção direta atrasada de etanol

MBF – *Mass Burned Fraction* - Fração de massa queimada

MBT – *Maximum Brake Torque* - Condição para gerar o maior torque

MCI – Motor de combustão interna

NIMEP – *Net Indicated Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva indicada líquida

NO_x – Óxidos de nitrogênio

PCI – Poder calorífico inferior

PFI – *Port Fuel Injection* - Injeção indireta de combustível

PMEP – *Pumping Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva de bombeamento

PMI – Ponto morto inferior

PMS – Ponto morto superior

PPM – Parte por milhão

PV – Pressão *versus* volume

RPM – Rotações por minuto

SCRE – *Single Cylinder Research Engine* - Motor monocilindro de pesquisa

SI – *Spark ignition* – Ignição por centelha

UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais

VVT – *Variable Valve Timing* – Abertura de válvulas variável

LISTA DE SÍMBOLOS

A – Área [m^2]

Q – Energia na forma de calor [kJ]

W – Trabalho [kJ]

P – Pressão [kPa]

V – Volume [m^3]

T – Temperatura [K]

c_v – Calor específico a volume constante [kJ/kg.K]

c_p – Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]

γ – Razão entre os calores específicos [adimensional]

$\eta_{t,otto}$ – Eficiência térmica do ciclo ideal Otto [adimensional]

r_c – Razão volumétrica de compressão [adimensional]

$\eta_{f,ig}$ – Eficiência de conversão de combustível indicada [adimensional]

V_{cc} – Volume fixo da câmara de combustão [m^3]

V_d – Volume deslocado pelo pistão [m^3]

D – Diâmetro do pistão [m]

l – Comprimento da biela [m]

a – Raio da árvore de manivela [m]

θ – Posição angular do virabrequim [°]

V – Volume do cilindro [m^3]

W_i – Trabalho indicado [J]

W_p – Trabalho de bombeamento [J]

λ – Fator lambda

τ – Torque no eixo do motor [Nm]

F – Força medida na célula de carga [N]

b – Braço de alavanca do eixo do rotor do dinamômetro até a célula de carga [m]

P_{ot} – Potência produzida no eixo do motor [kW]

n – Velocidade de rotação do motor [rpm]

\dot{m}_{comb} – Vazão mássica de combustível [kg/s]

\dot{m}_{ar} – Vazão mássica de ar [kg/s]

$V_{d,m}$ – Volume deslocado total do motor [m^3]

η_m – Eficiência mecânica do motor [adimensional]

η_{tp} – Eficiência térmica padrão [adimensional]
 η_{ti} – Eficiência térmica indicada [adimensional]
 $\Delta\theta_d$ – Ângulo de desenvolvimento de chama [°]
 $\Delta\theta_o$ – Ângulo de duração da combustão [°]
 θ_s – Ângulo de avanço de ignição [°]
 Q_{at} – Calor aparente total liberado [kJ]
 $m_{comb/cil}$ – Massa de combustível por cilindro por ciclo [kg]
 η_c – Eficiência da combustão [adimensional]
 η_{ciclo} – Eficiência do ciclo [adimensional]
 σ_{IMEP} – Desvio padrão da pressão média efetiva indicada [kPa]
 m – Massa [kg]
 ρ – Densidade [kg/m³]
 e – Energia específica do fluido de trabalho [kJ/kg]
 g – Aceleração da gravidade [m/s²]
 u – Energia interna específica do fluido de trabalho [kJ/kg]
 W_s – Trabalho de superfície [kJ]
 W_μ – Trabalho de atrito [kJ]
 $Q_{comb.}$ – Calor liberado pela combustão [kJ]
 Q_l – Calor perdido por transferência de calor [kJ]
 t – Tempo [s]
 Q_a – Calor aparente liberado [kJ]
 ω – Velocidade angular do virabrequim [rad/s]
 θ_{isf} – Posição angular do virabrequim correspondente ao início do sistema fechado [°]
 θ_{fc} – Posição angular do virabrequim correspondente ao final da combustão [°]
 θ_{ign} – Posição angular do virabrequim correspondente ao momento da ignição [°]
 R – Constante do gás [kJ/kg.K]
 X_b – Fração de massa queimada [adimensional]
 v – Volume específico [m³/kg]
 n – Coeficiente politrópico [adimensional]

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	21
1.1.	ASPECTOS GERAIS	21
1.2.	OBJETIVO GERAL	24
1.3.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	24
1.4.	ESTRUTURA DO TRABALHO	25
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	27
2.1.1.	<i>Ciclo ideal para motores de ignição por centelha</i>	27
2.1.2.	<i>Ciclo real para motores de ignição por centelha</i>	30
2.1.3.	<i>Sistema biela-manivela</i>	34
2.1.4.	<i>Torque e potência</i>	37
2.1.5.	<i>Pressão média efetiva</i>	37
2.1.6.	<i>Eficiência mecânica</i>	38
2.1.7.	<i>Eficiência volumétrica</i>	39
2.1.8.	<i>Eficiência térmica</i>	40
2.1.9.	<i>Eficiência de combustão</i>	41
2.1.10.	<i>Eficiência de conversão de combustível</i>	42
2.2.	FORMAÇÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL	43
2.3.	COMBUSTÃO	48
2.3.1.	<i>Combustão normal</i>	48
2.3.2.	<i>Combustão anormal</i>	50
2.4.	COMBUSTÍVEIS	53
2.4.1.	<i>Gasolina</i>	53
2.4.2.	<i>Etanol</i>	53
2.5.	EMISSÕES DE POLUENTES	54
2.5.1.	<i>Monóxido de carbono</i>	55
2.5.2.	<i>Hidrocarbonetos</i>	55
2.5.3.	<i>Óxidos de nitrogênio</i>	55
2.6.	RECIRCULAÇÃO DOS GASES DO ESCAPAMENTO	56
2.7.	ESTADO DA ARTE	58
2.7.1.	<i>Efeitos da relação volumétrica de compressão</i>	58
2.7.2.	<i>Efeitos do sistema de injeção de combustível</i>	62
2.7.3.	<i>Efeitos do controle da estrutura de fluxo</i>	66

2.7.4.	<i>Efeitos da utilização de EGR</i>	<i>68</i>
2.7.5.	<i>Efeitos dos sistemas de controle do diagrama de válvulas.....</i>	<i>71</i>
2.7.6.	<i>Efeitos da injeção de água.....</i>	<i>75</i>
2.8.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	80
3.	METODOLOGIA	86
3.1.	ESPECIFICAÇÃO DO MOTOR	86
3.2.	PROJETO DE COMPONENTES E PREPARAÇÃO DO MOTOR	88
3.2.1.	<i>Projeto do novo pistão</i>	<i>88</i>
3.2.2.	<i>Processo de medição da razão volumétrica de compressão</i>	<i>90</i>
3.2.3.	<i>Projeto e fabricação do mecanismo para alteração da estrutura de fluxo...93</i>	
3.2.4.	<i>Projeto e fabricação do flange do injetor de água.....</i>	<i>94</i>
3.2.5.	<i>Características dos injetores.....</i>	<i>96</i>
3.3.	COMBUSTÍVEL UTILIZADO	99
3.4.	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	100
3.4.1.	<i>Instrumentação do banco de provas</i>	<i>100</i>
3.4.2.	<i>Instrumentação para análise da combustão</i>	<i>103</i>
3.4.3.	<i>Características técnicas da instrumentação.....</i>	<i>104</i>
3.4.4.	<i>Incertezas de medições dos ensaios experimentais.....</i>	<i>105</i>
3.4.5.	<i>Visão geral do banco de provas para as grandezas medidas.....</i>	<i>107</i>
3.4.6.	<i>Sistema de automação e aquisição de dados.....</i>	<i>110</i>
3.4.7.	<i>Grandezas calculadas.....</i>	<i>112</i>
3.4.8.	<i>Metodologia de ensaios</i>	<i>112</i>
3.4.9.	<i>Metodologia de calibração</i>	<i>115</i>
4.	RESULTADOS E ANÁLISE	118
4.1.	RESULTADOS DA ETAPA 1 – TESTES DE CARACTERIZAÇÃO DO MOTOR.....	118
4.2.	RESULTADOS DA ETAPA 2 – INFLUÊNCIA DO DIAGRAMA DE VÁLVULAS EM IEGR	
	133	
4.2.1.	<i>Teste inicial para maximização da retenção de gás queimado.....</i>	<i>133</i>
4.2.2.	<i>Estudo da influência do diagrama de válvulas em iEGR.....</i>	<i>140</i>
4.3.	RESULTADOS DA ETAPA 3 – INFLUÊNCIA DA IEGR COMBINADA COM ALTERAÇÃO	
	DA ESTRUTURA DE FLUXO	148
4.4.	RESULTADOS DA ETAPA 4 – INFLUÊNCIA DE INJEÇÃO DE ÁGUA.....	161
5.	CONCLUSÕES.....	171
5.1.	CONCLUSÕES DA ETAPA 1 – TESTES DE CARACTERIZAÇÃO DO MOTOR	171

5.2.	CONCLUSÕES DA ETAPA 2 – INFLUÊNCIA DO DIAGRAMA DE VÁLVULAS EM IEGR	172
5.3.	CONCLUSÕES DA ETAPA 3 – INFLUÊNCIA DA IEGR COMBINADA COM ALTERAÇÃO DA ESTRUTURA DE FLUXO	173
5.4.	CONCLUSÕES DA ETAPA 4 – INFLUÊNCIA DE INJEÇÃO DE ÁGUA	174
5.5.	CONCLUSÕES FINAIS	174
5.6.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	175
	REFERÊNCIAS.....	176
	ANEXO I.....	181
	ANEXO II.....	192

1. INTRODUÇÃO

1.1. Aspectos gerais

A preocupação com as condições energética e climática do mundo é uma característica do cenário global contemporâneo. O ritmo exacerbado do crescimento populacional coloca em xeque a disponibilidade de recursos energéticos para as próximas gerações, enquanto a contínua utilização de combustíveis fósseis contribui para o aumento da poluição e, conseqüentemente, das temperaturas médias do planeta. É urgente a necessidade do desenvolvimento de novas tecnologias que sejam capazes de minimizar o impacto das atividades humanas no meio ambiente, principalmente através da redução do consumo de energia, da emissão de poluentes e da utilização de matrizes energéticas sustentáveis e renováveis. (Department of Energy, 2014)

Neste contexto, é clara a premência de evolução dos motores de combustão interna (MCI), uma vez que estes constituem uma das principais fontes de dióxido de carbono na atmosfera. Os MCI são máquinas térmicas que utilizam a combustão como meio de conversão da energia química contida em um combustível em energia mecânica (HEYWOOD, 1988). Um importante inconveniente provindo da operação destes motores é a emissão de gases poluentes (ALKIDAS, 2007). Dados de 2016 demonstram que os MCI foram responsáveis pela presença de expressivos 33,4% de todo o CO₂ nos EUA, (EPA, 2016). Isso constitui um problema porque o gás carbônico é um dos principais responsáveis pela intensificação do efeito estufa que, por sua vez, está diretamente relacionado ao aquecimento global, fenômeno indesejável que implica no aumento das temperaturas médias da Terra.

Previsões apontam que os MCI continuarão a ser extremamente relevantes nos próximos anos, fato que corrobora a necessidade do constante desenvolvimento dos mesmos. Estudos preveem que mais de 99% dos veículos de transporte vendidos em 2040 ainda utilizarão essa forma de propulsão (Department of Energy, 2014) e que a frota veicular excederá 1,7 bilhão de veículos ao fim deste mesmo ano (LEA, 2012). Isso faz com que as legislações de emissões se tornem cada vez mais severas. A Associação de Fabricantes Europeus de Automóveis (ACEA, do francês *Association des Constructeurs Européens d'Automobiles*) estipulou a redução das emissões médias da frota de veículos para 95g/km até 2020, o que equivale ao consumo de

24,4 km/l para veículos movidos à gasolina (International Council on Clean Transportation, 2014). De forma semelhante, a Agência Internacional de Energia (do inglês, *International Energy Agency - IEA*), em conjunto com a Iniciativa Global de Economia de Combustível (do inglês, *Global Fuel Economy Initiative*) publicou um relatório que estabelece a meta de 50% de redução na média global de emissões de gases poluentes até o ano de 2030, (IEA, 2012).

A energia renovável é a chave para a longevidade da civilização moderna, bem como o desenvolvimento de novas tecnologias para maximizar a eficiência das máquinas térmicas e reduzir a emissão de gases poluentes. Tendo em vista o presente panorama mundial, a utilização de biocombustíveis de alta octanagem, como o etanol, é uma alternativa viável para que sejam atingidos os níveis de consumo e emissões impostos pelos órgãos reguladores. O etanol da cana de açúcar tem como característica os baixos índices de emissões de poluentes ao longo de seu ciclo de produção, que podem ser até 67% menores quando comparados a um combustível fóssil de referência. Enquanto as emissões do etanol brasileiro apresentam índice de 27,5 kg CO₂/GJ, o combustível fóssil de referência emite 83,8 kg CO₂/GJ (GARCIA *et al.*, 2011). Comparando o etanol à gasolina, essa redução pode ser de 40% a 62% menor, (WANG *et al.*, 2012).

O Brasil e os Estados Unidos da América (EUA) se destacam no cenário mundial como os maiores produtores e consumidores de etanol. Nos EUA, a produção é feita a partir do milho apenas na forma anidra, e o combustível é primordialmente utilizado na mistura com a gasolina em percentual de 15% em volume (E15) e 85% em volume (E85) para veículos automotores. Já no Brasil existem dois cenários, nos quais o etanol produzido a partir da cana de açúcar é utilizado na forma anidra na mistura com a gasolina em percentuais de 24% a 27% em volume (E24 - E27), e também produzido em larga escala na forma hidratada, contendo de 6,2% a 7,4% de água em volume (E100), (MELO, 2010).

A fim de maximizar o desempenho de propulsores que fazem uso de matrizes energéticas renováveis e não renováveis, é necessária a utilização de tecnologias recentes que permitam extrair o máximo da eficiência desses motores. Assim, destacam-se a injeção direta de combustível (do inglês, *Direct Injection – DI*), os comandos de válvula continuamente variáveis (do inglês, *Continuously Variable Valve Timing – CVVT*) e utilização de ciclos não convencionais (Atkinson – Miller), os

recirculadores de gases de escape interno ou externo (do inglês, *Internal – External Exhaust Gas Recirculation – I-EGR / E-EGR*), sistemas de razão volumétrica de compressão variável (do inglês, *Variable Compression Ratio – VCR*), sistemas de variação do comprimento dos dutos admissão (do inglês, *Variable Intake System – VIS*), dentre outras. A combinação dessas tecnologias tem proporcionado redução no consumo de combustível e nas emissões de gases poluentes, além de satisfatória dirigibilidade e desempenho quando aplicadas em veículos automotores, (BONATESTA *et al.*, 2016). Reduções ainda maiores no consumo de combustível foram alcançadas na combinação dessas tecnologias com estratégia de *downsizing* (motores de pequeno volume deslocado, compactos e sobrealimentados que geram a mesma ou ainda maior potência quando comparados a motores de maior volume deslocado), (BAETA *et al.*, 2015).

Uma forma de se aumentar a eficiência em motores e ainda reduzir as emissões de CO₂ é por meio do aumento da razão volumétrica de compressão. Teoricamente, seu aumento proporcionaria ganhos contínuos de eficiência, mas em motores reais os ganhos são limitados por diversas perdas, (HEYWOOD, 1988). Dentre elas podem ser citadas o aumento da relação área-volume e o consequente aumento das perdas por transferência de calor, o aumento da razão entre o volume de folga entre pistão e cilindro e o volume da câmara de combustão que, conseqüentemente, aumenta a fração de combustível não queimado e, principalmente, a detonação. Dessa forma, faz-se necessário o estudo experimental da variação da razão volumétrica de compressão para cada combustível e das suas estratégias de injeção de forma a maximizar a eficiência de conversão de combustível, (LEONE *et al.*, 2015).

A combinação dos ganhos de eficiência com o aumento da razão volumétrica de compressão, estratégia de injeção e o uso de combustíveis renováveis é uma excelente alternativa para redução das emissões de CO₂. Desta forma, o uso de motores com elevadas razões volumétricas de compressão abastecidos a etanol é uma abordagem promissora para que seja possível obter menores emissões instantâneas e, principalmente, durante todo o ciclo que envolve a produção e utilização do combustível.

1.2. Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo caracterizar, analisar e estudar tecnologias como: sistemas de injeção de combustível, sistema de injeção de água, controle da estrutura de fluxo e recirculação dos gases de escapamento além da influência da relação volumétrica de compressão em um motor monocilindro de pesquisa para combustíveis E27 (gasolina brasileira) e E100 (etanol hidratado), visando a maximização da eficiência de conversão de combustível.

1.3. Objetivos específicos

Com o propósito de alcançar o objetivo geral, enumeram-se os seguintes objetivos específicos:

1. Obter o desempenho de um motor de combustão interna monocilindro de pesquisa, com injeção direta e indireta de combustível, abastecido a etanol e gasolina.
2. Definir os pontos de estudo e operação do motor baseado nos ciclos de homologação veicular.
3. Desenvolver uma metodologia de calibração do sistema de controle do motor, de forma a quantificar os ganhos obtidos em redução de consumo de combustível e emissões de gases poluentes, através de cada parâmetro calibrado no referido sistema;
4. Determinar o melhor processo de combustão através da análise do desempenho, trocas gasosas, formação de mistura, controle da estrutura de fluxo primária, recirculação interna dos gases de exaustão e emissões de poluentes, realizadas pelas tecnologias adotadas para maximização da eficiência de conversão de combustível.

1.4. Estrutura do trabalho

Este trabalho é dividido em seis capítulos. Neste primeiro, é apresentada a problemática relativa aos índices de consumo de combustível e emissões de poluentes dos motores de combustão interna em nível nacional e mundial. Além disso, discute-se como o aumento da relação volumétrica de compressão aliada a tecnologias para controle dos processos internos de um MCI podem contribuir para a redução desses índices. Isto posto, os objetivos do trabalho também são apresentados. No segundo capítulo são descritos os principais trabalhos desenvolvidos pela comunidade científica relacionados ao tema desta dissertação, com a exibição dos estudos, problemas e desafios nas áreas de foco do presente trabalho, posicionando-o dentro do tema e estado da arte. No terceiro capítulo são descritos todos os equipamentos utilizados, além da metodologia experimental necessária para o desenvolvimento desta pesquisa. No quarto capítulo são apresentados os resultados obtidos durante o desenvolvimento deste projeto e a análise detalhada dos mesmos. No quinto capítulo são apresentadas as principais conclusões obtidas na realização do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros. Por fim, na última seção são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O propósito de um motor de combustão interna é a produção de potência mecânica a partir da energia química contida no combustível. Essa energia é liberada pela queima ou oxidação do combustível dentro do motor, (HEYWOOD, 1988).

O motor de combustão interna foi concebido em 1862 por Beau de Rochas, que idealizou as condições de operacionalidade necessárias para um motor de quatro tempos com ignição por centelha. Entretanto, nunca fora construído um protótipo que validasse sua ideia. Este motor foi concretizado tecnologicamente em 1876 por Nikolaus Otto, considerado o inventor do ciclo dos modernos motores de combustão interna difundidos na atualidade, (HEYWOOD, 1988). A evolução do motor concebido por Otto surgiu em 1886, quando Karl Benz e Gottlieb Daimler, simultânea e independentemente, desenvolveram tecnologias para tornar os motores mais leves e para que pudessem operar em alta velocidade, dos quais os atuais motores de ignição por centelha foram originados. Em 1892, Rudolf Diesel, um engenheiro alemão, desenvolveu o primeiro motor de quatro tempos utilizando injeção direta de combustível líquido dentro da câmara de combustão. A alta relação volumétrica de compressão utilizada resultou em autoignição e combustão da mistura ar-combustível. Este motor fora utilizado inicialmente apenas para aplicações estacionárias. (KHOVAKH, 1979).

Os dois principais ciclos utilizados atualmente em motores de combustão interna são chamados de Otto e Diesel, nomes atribuídos aos seus respectivos concedentes. A distinção entre motores que operam segundo estes ciclos é feita pelo processo de combustão. O ciclo Otto é caracterizado por uma combustão a volume constante e o ciclo Diesel é caracterizado por uma combustão a pressão constante, sendo ambas, contudo, difíceis de serem evidenciadas nos motores contemporâneos. Uma classificação menos ambígua seria a forma de como se dá a ignição da mistura, se produzida por centelha, no primeiro caso, ou de forma espontânea, no segundo. A combustão espontânea é resultado das altas pressões e temperaturas produzidas durante o tempo de compressão da mistura no cilindro. (TAYLOR, 1961). Entretanto, considerando os motores flexíveis, a classificação mais sensata é pelo regime dominante de propagação da chama, do tipo pré-misturado ou por difusão, (BAETA, 2006).

Neste capítulo são apresentados conceitos básicos necessários para o pleno entendimento da pesquisa realizada, que incluem o estado da arte e a seleção dos principais trabalhos realizados sobre o tema dissertado. A estruturação está dividida em duas partes, sendo que a primeira consiste em apresentar de forma sintética os princípios fundamentais que regem o funcionamento dos motores de combustão interna e os conceitos necessários para compreender o desenvolvimento do trabalho. A segunda parte retrata o estado da arte relacionado a relação volumétrica de compressão e tecnologias para controle dos processos internos em motores de combustão interna, além da apresentação de um resumo das principais pesquisas realizadas pela comunidade científica sobre esse tema.

2.1. Fundamentação teórica

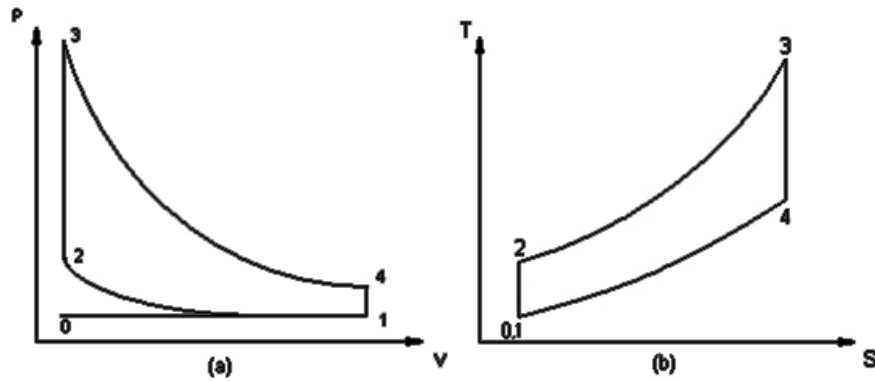
A fundamentação teórica consiste de uma apresentação dos principais fundamentos que regem o funcionamento dos motores de combustão interna. São apresentados os ciclos ideal e real, o sistema biela-manivela, torque e potência, eficiências, formação de mistura, conceitos da combustão e propagação da chama, combustíveis, emissões de poluentes.

2.1.1. Ciclo ideal para motores de ignição por centelha

A análise do funcionamento dos motores de ignição por centelha pode ser baseada em um ciclo ideal de referência. Este consiste em uma alteração do ciclo termodinâmico Otto, adicionando as etapas de admissão e exaustão da mistura a pressão constante. É composto por seis processos, em especial pelo processo de entrada de energia a volume constante.

A Figura 1 ilustra os diagramas de pressão por volume (diagrama PV) e o diagrama de temperatura por entropia (diagrama TS), sendo ambos úteis para a compreensão dos processos envolvidos no ciclo.

Figura 1 – Diagrama PV e Diagrama TS para o ciclo ideal.



Fonte: HEYWOOD, 1988

Para simplificação, considera-se que o fluido de trabalho é o ar e que os calores específicos a volume e a pressão constante não variam. (HEYWOOD, 1988).

0 → 1 – Admissão do ar à pressão constante: o fluido entra no cilindro à pressão constante em um processo adiabático.

$$Q_{0 \rightarrow 1} = 0 \quad (1)$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = P_0(v_1 - v_0) \quad (2)$$

1 → 2 – Compressão isentrópica: o fluido no interior do cilindro é comprimido quando o pistão desloca do ponto 1 para o ponto 2.

$$Q_{1 \rightarrow 2} = 0 \quad (3)$$

$$w_{1 \rightarrow 2} = c_v(T_2 - T_1) \quad (4)$$

2 → 3 – Introdução de calor a volume constante: a energia é transferida para o fluido a volume constante.

$$Q_{2 \rightarrow 3} = Q_e = c_v(T_3 - T_2) \quad (5)$$

$$w_{2 \rightarrow 3} = 0 \quad (6)$$

3 → 4 – Expansão isentrópica: o fluido no interior do cilindro é expandido quando o pistão se desloca do ponto 3 para o ponto 4, produzindo trabalho útil.

$$Q_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad (7)$$

$$w_{3 \rightarrow 4} = c_v(T_3 - T_4) \quad (8)$$

4 → 1 – Rejeição de calor a volume constante: a energia sai do fluido a volume constante.

$$Q_{4 \rightarrow 1} = Q_s = c_v(T_1 - T_4) \quad (9)$$

$$w_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (10)$$

1 → 0 – Descarga de ar a pressão constante: o fluido sai do cilindro a pressão constante em um processo adiabático.

$$Q_{1 \rightarrow 0} = 0 \quad (11)$$

$$w_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_0 - v_1) \quad (12)$$

No ciclo ideal, o trabalho realizado para a introdução e retirada do fluido de trabalho, também denominado trabalho de bombeamento, é nulo. Desta forma:

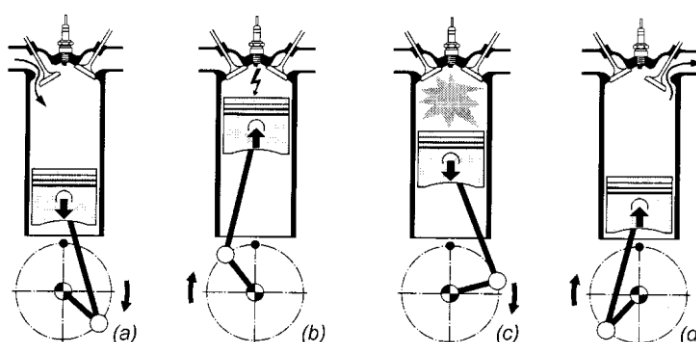
$$w_{1 \rightarrow 0} + w_{0 \rightarrow 1} = P_0(v_0 - v_1) + P_0(v_1 - v_0) = 0 \quad (13)$$

O trabalho gerado pelo pistão, considerando-se apenas os ciclos de compressão e exaustão, é denominado Trabalho Indicado Bruto (do inglês, *Gross Indicated Work*). De forma análoga, o trabalho produzido pelo motor considerando todo o ciclo é chamado de Trabalho Indicado Líquido (do inglês, *Net Indicated Work*), (HEYWOOD, 1988). Os parâmetros indicados, (do inglês, *Indicated*), retratam os fenômenos medidos no interior do cilindro do motor. Os parâmetros obtidos diretamente no eixo virabrequim do motor são denominados parâmetros de eixo.

2.1.2. Ciclo real para motores de ignição por centelha

Os quatro tempos que classificam motores alternativos ocorrem de maneira sincronizada entre o movimento dos pistões e o conjunto de válvulas presentes no interior da câmara de combustão. Os tempos são divididos em admissão (a), compressão (b), combustão e expansão (c) e exaustão (d), como apresentado na Figura 2.

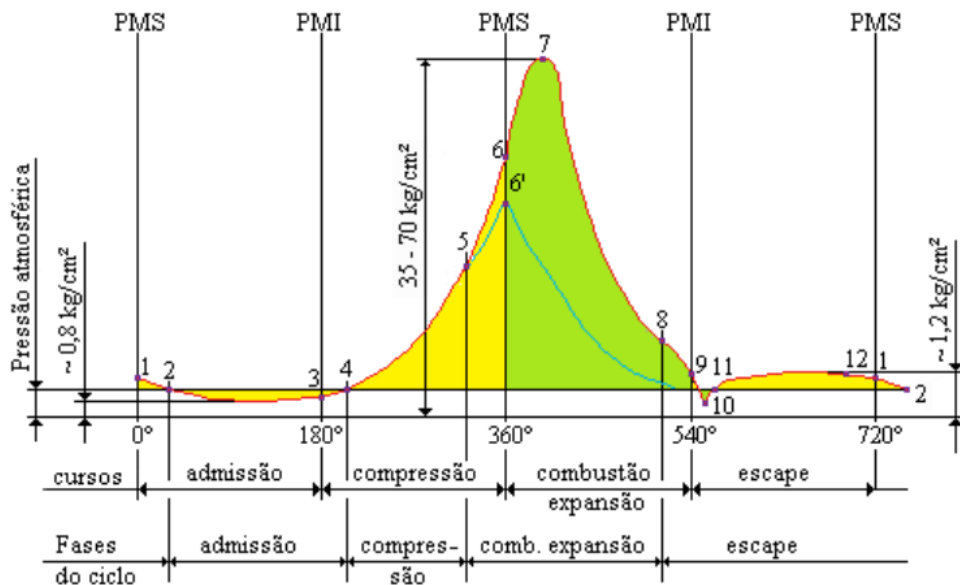
Figura 2 – Ciclo de quatro tempos de um MCI de ignição por centelha.



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

No ciclo real, esses processos não se realizam como proposto no ciclo ideal, dentro dos limites representados pelo ponto morto superior (PMS) e ponto morto inferior (PMI). As fases do ciclo se cumprem durante deslocamentos angulares da árvore de manivelas, que são diferentes entre si. Os processos reais de transformação do fluido dentro da câmara de combustão de um motor de quatro tempos de ignição por centelha são apresentados no ciclo indicado traçado em função do deslocamento angular da árvore de manivelas, conforme a Figura 3.

Figura 3 – Ciclo indicado em função do ângulo do virabrequim



Fonte: Adaptado de GIACOSA, 1988

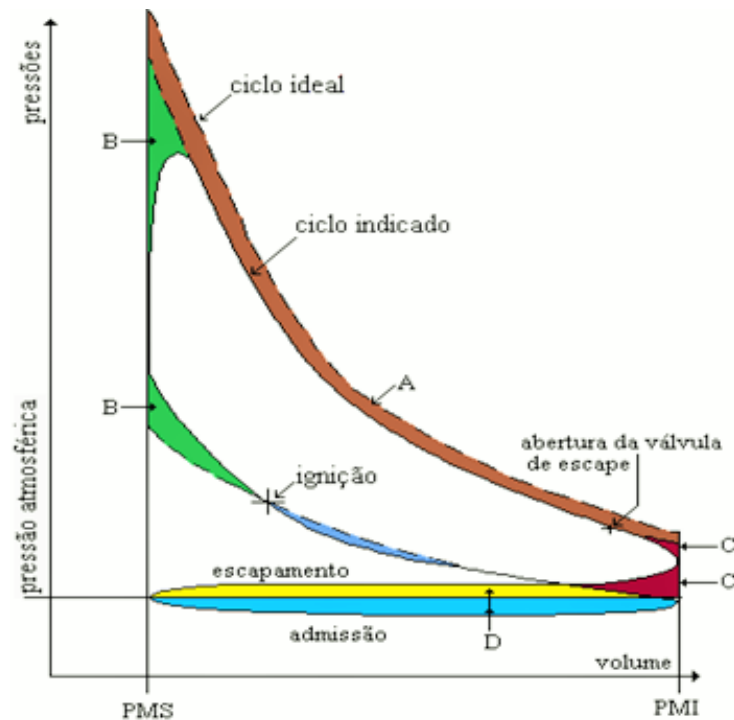
- (a) Admissão - No início do curso de admissão de 1-2, o interior do cilindro se encontra a uma pressão ligeiramente superior à atmosférica, pois ainda não finalizou a fase de exaustão. A partir do ponto 2, o pistão inicia seu curso descendente até o PMI, aspira ar ou mistura gasosa (ar-combustível) através da válvula de admissão que fora aberta. Devido às resistências que o fluido encontra nos condutos de admissão na maior parte desta fase, tem-se uma pressão menor que a exterior (depressão da admissão). A depressão cresce de acordo com a velocidade do fluido nos condutos, pois maiores são as resistências à sua passagem. Esta fase gera trabalho passivo. Quando o pistão está em 3, inicia-se o curso ascendente para o PMS. No interior do cilindro ainda há depressão apesar do movimento ascendente do pistão, e a introdução do fluido no cilindro ainda acontece até o ponto 4, no qual ocorre o equilíbrio entre a pressão interna no cilindro e a atmosférica. Neste ponto deve-se fechar a válvula de admissão para se evitar o fenômeno de retorno da mistura para a admissão (do inglês, *BackFlow*). Se os condutos de admissão são longos, ou a velocidade do fluido é alta, pode ser utilizado o efeito da inércia da coluna gasosa para prolongar a introdução de fluido depois do ponto 4, atrasando um pouco mais o fechamento da válvula de admissão. No ponto 4 se inicia, portanto, a fase de compressão do fluido de trabalho.

- (b) Compressão - A compressão da carga de fluido introduzida no cilindro é produzida pelo efeito do movimento do pistão no curso 4-6. Tendo em vista o fato de que a combustão requer um intervalo de tempo para completar-se, para permitir a máxima liberação de trabalho na fase útil (combustão e expansão), a centelha de ignição deve ocorrer antes do PMS, ponto 5. O ponto 6' se refere ao valor máximo da pressão no cilindro no caso de falta de ignição, correspondendo ao PMS termodinâmico, (do inglês, *Motoring*).
- (c) Combustão e expansão - Com a centelha da ignição coincidindo com o ponto 5, pouco antes do final do curso de compressão, inicia-se a combustão. Esta ocorre num pequeno intervalo de tempo com o pistão próximo ao PMS, tem início próximo ao final da compressão e termina no início da expansão. A combustão altera a composição da mistura ar-combustível para os produtos de combustão gerando uma repentina elevação de temperatura e, conseqüentemente, pressão no cilindro, que alcança seu valor máximo no ponto 7. Aproximadamente 10 graus depois do ponto morto superior, DPMS, metade da combustão já ocorreu e se completa em cerca de 30 a 40 graus DPMS, (HEYWOOD, 1988). A máxima eficiência de combustão em motores a gasolina é atingida quando a centelha de ignição é ajustada tipicamente para valores entre 10 a 40 graus antes do ponto morto superior, APMS, (BAËTA, 2006). Terminada a combustão, tem-se o início da expansão. O volume aumenta e a pressão passa por uma rápida queda, que é devida em parte à perda de calor para as paredes do cilindro. A expansão deveria prolongar-se até o PMI para o máximo aproveitamento da fase útil mas, na prática, é interrompida com a abertura antecipada da válvula de escape (do inglês, *BlowDown*), no ponto 8, para facilitar a expulsão dos gases queimados. A temperatura e a pressão do fluido no cilindro ainda são altas em relação ao coletor de escapamento e, desse modo, essa diferença de pressão faz com que os gases de descarga sejam expelidos do cilindro quando o pistão está perto do PMI, fato que reduz o trabalho de bombeamento. Esses gases de escape ainda possuem alta entalpia, o que reduz a eficiência do ciclo térmico, (BAËTA, 2006).
- (d) Exaustão - Os gases que no momento da abertura da válvula de escape se encontram a uma pressão superior à atmosférica são descarregados

violentamente para o exterior do cilindro neste primeiro período da fase, que ocorre quase a volume constante (escape espontâneo). A pressão decai rapidamente e em 9, quando começa o curso de escape, supera por pouco a pressão atmosférica com tendência a reduzir-se ainda mais durante a primeira parte deste curso. Às vezes, se os condutos de escape são longos, pode ocorrer em 10 uma rápida ponta de depressão por efeito de inércia da coluna gasosa. Em 11 começa o segundo período da fase no qual o pistão, deslocando-se para o PMS, expulsa os gases que ainda ocupam o cilindro. Este período se desenvolve à pressão ligeiramente superior à atmosférica (sobre-pressão de escape) por efeito da resistência que os gases encontram ao passar pela válvula de escapamento e condutos de escape, e gera trabalho passivo. O pistão não pode expulsar completamente os gases queimados porque uma parte deles ocupa a câmara de combustão. Em 1, ao final do curso de escape, a pressão tem ainda um valor ligeiramente superior a atmosférica, e é por isso que a fase se prolonga até o ponto 2. Em 12, a válvula de admissão é aberta novamente, de forma que em 2 encontra-se completamente aberta e oferece a máxima passagem para a nova fase de admissão. Assim começa um novo ciclo.

A Figura 4 ilustra o diagrama PV de um MCI naturalmente aspirado em comparação com o diagrama PV do ciclo ideal. Observa-se que, como a combustão não acontece a volume constante, há uma alteração da curva de pressão característica do motor. As perdas em relação ao ciclo ideal são indicadas na região “B” do diagrama. Outro importante aspecto é a admissão e exaustão a pressão constante. De fato, no ciclo real esses processos não acontecem exatamente como previsto, e acabam influenciando a eficiência térmica do ciclo, característica não observada no modelo ideal. Essas perdas são indicadas pela região “D” do diagrama. A região “A” refere-se à perda no processo de expansão, já que há variação nas propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho em função das alterações de temperatura e também devido às reações químicas que se processam. A região “C” indica as perdas no processo inicial de rejeição de calor. No ciclo ideal ela é suposta a volume constante, porém a primeira expulsão dos gases de escapamento tem um tempo finito, sendo comum a abertura da válvula de escapamento antes do PMI.

Figura 4 – Comparação ciclo real do MCI com o ciclo ideal



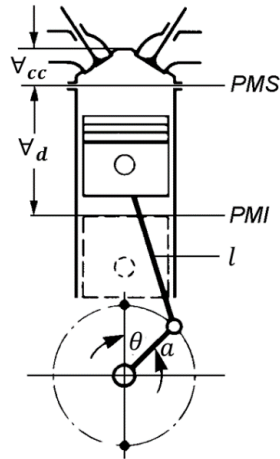
Fonte: Adaptado de GIACOSA, 1988

2.1.3. Sistema biela-manivela

Os parâmetros geométricos de um motor são essenciais para o aprimoramento do seu projeto, do desempenho na faixa de operação, dos custos iniciais e de sua instalação, da durabilidade, confiabilidade e dos custos de operação, (BAETA, 2006).

Em motores de combustão interna que operam em ciclo de quatro tempos, um ciclo de trabalho corresponde a duas voltas completas do eixo da árvore de manivelas. Através de um sistema biela-manivela, o movimento alternativo dos pistões é transformado em um movimento rotativo, sendo que o curso total de deslocamento dos pistões se encontra entre o PMS e o PMI, como mostrado na Figura 5.

Figura 5 – Diagrama esquemático de um MCI.



Fonte: adaptado de BOSCH, 1996

A razão volumétrica de compressão é uma característica construtiva do motor que tem grande influência em sua eficiência térmica, sendo definida como o quociente entre os volumes disponível no cilindro quando o pistão está no PMI e no PMS. O volume disponível no cilindro quando o pistão está no PMS é o volume fixo da câmara de combustão, V_{cc} , e o volume quando o pistão está no PMI é o volume fixo da câmara de combustão acrescido do volume deslocado, V_d . A razão volumétrica de compressão pode ser calculada pela Equação 14:

$$r_c = \frac{V_{cc} + V_d}{V_{cc}} \quad (14)$$

A partir da análise cinemática do sistema biela-manivela, apresentada na Figura 6, calcula-se o volume instantâneo disponível no cilindro como uma função da posição angular do virabrequim, além da área da superfície da câmara de combustão, representados pelas Equações 15 e 16 respectivamente, (HEYWOOD, 1988).

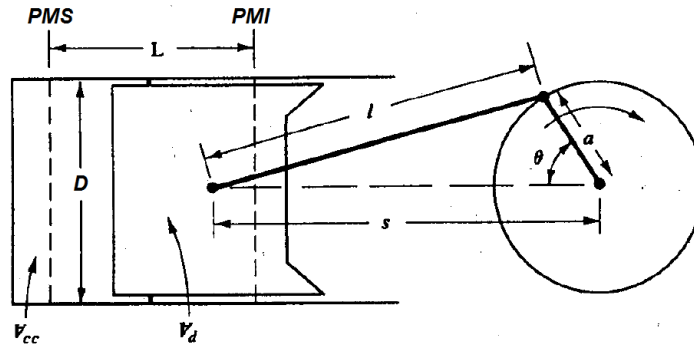
$$V(\theta) = V_{cc} + \frac{\pi D^2}{4} (l + a - s) \quad (15)$$

$$A(\theta) = A_{cc} + A_p + \pi D(l + a - s) \quad (16)$$

Em que,

$$s = a \cdot \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \cdot \sin^2 \theta} \quad (17)$$

Figura 6 – Sistema biela-manivela.



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

A razão R entre o comprimento da biela l [m], e o braço do virabrequim a [m], constitui um parâmetro fundamental para o dimensionamento e operação de um MCI. Segundo (HEYWOOD, 1988), valores típicos de R , se tratando de motores de ignição por centelha pequenos e médios, devem estar compreendidos entre 3 a 4. Outro importante parâmetro da geometria de um MCI é a relação entre o diâmetro D [m] e o curso do pistão C [m], que se correlaciona ao tamanho da câmara de combustão e com a faixa de velocidade desenvolvida pelo pistão. Esta relação impacta na eficiência térmica da câmara de combustão e no coeficiente de atrito dinâmico, (BAETA, 2006).

Um MCI com a relação $D = C$, é frequentemente denominado de motor quadrado. Se a relação do curso do pistão for maior que o diâmetro do cilindro o motor é chamado de sub-quadrado e, caso contrário, o motor é super-quadrado. Valores típicos dessa relação, para motores pequenos, variam entre 0,8 a 1,2, (PULKRABEK, 1997).

Segundo (HEYWOOD, 1988), a velocidade média do pistão \bar{S}_p [m/s], é o parâmetro mais apropriado para correlacionar o comportamento de um MCI com o fluxo dos gases no sistema de admissão e no cilindro. A velocidade média do pistão é dada por:

$$\bar{S}_p = 2 \cdot C \cdot N \quad (18)$$

Em que N é a frequência de rotação do motor [rps].

2.1.4. Torque e potência

Na indústria automotiva, os MCI são especificados primordialmente por valores de torque e potência máximos desenvolvidos. O torque é um indicador da capacidade do motor em realizar trabalho, enquanto a potência indica a taxa a que esse trabalho é produzido (PULKRABEK, 1997). Fisicamente, o torque é uma grandeza que governa o movimento de rotação de um corpo, e pode ser definido como o produto de uma força aplicada a um ponto pela distância entre o ponto de aplicação da força e o eixo de rotação do corpo. No sistema internacional de unidades esta grandeza é definida em Newton por metro [Nm].

A potência de um motor é uma grandeza que determina a rapidez com que o trabalho é realizado, definida como o produto do torque T pela rotação do motor N . Sua unidade no sistema internacional é o W [watt].

$$\dot{W} = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot N \quad (19)$$

A potência também pode ser relacionada ao trabalho por ciclo W_c , em que n_R refere-se ao número de revoluções do eixo por ciclo.

$$\dot{W} = \frac{W_c \cdot N}{n_R} \quad (20)$$

2.1.5. Pressão média efetiva

Apesar de o torque ser um importante parâmetro para avaliar a capacidade de um motor em realizar trabalho, e embora os dados de potência e torque máximos sejam constantemente utilizados para a caracterização de diferentes motores, esses parâmetros não são sempre indicados para compará-los. Neste caso, o motor com maior deslocamento volumétrico apresentará, conseqüentemente, maior torque. Assim, uma medida mais eficaz relativa ao desempenho de motores, obtida pelo quociente do trabalho produzido por ciclo pelo volume deslocado por ciclo, é a Pressão Média Efetiva (do inglês, *Mean Effective Pressure - MEP*), expressa em força por unidade de área, (HEYWOOD, 1988).

A PME representa a pressão média que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase de expansão para que fosse gerado o trabalho equivalente, constantemente designada para dados de eixo ou dados indicados. Este é um parâmetro muito útil por considerar o efeito do tamanho do motor, o que torna possível a comparação de desempenho de motores de descolamento volumétrico diferentes, (FERGUSON, 2015).

$$PME = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_R \cdot T}{V_d} \quad (21)$$

2.1.6. Eficiência mecânica

A eficiência mecânica, é definida como a razão entre o trabalho de eixo W_b , e o trabalho indicado W_i , (HEYWOOD, 1988). Segundo (PULKRABEK, 1997), para motores de ignição por centelha, a eficiência mecânica encontra-se na faixa de 75% a 95%.

$$\eta_m = \frac{W_b}{W_i} \quad (22)$$

O trabalho de eixo varia de acordo com o trabalho requerido para bombear a mistura e os gases de combustão para dentro e fora do motor. A eficiência mecânica dependerá da posição da válvula borboleta aceleradora bem como do projeto do motor e de sua velocidade de rotação desenvolvida, (HEYWOOD, 1988).

A eficiência mecânica também pode ser determinada pela razão entre PME e PMEI. Em condições de baixas cargas a eficiência mecânica diminui devido à maior contribuição da parcela de atrito nesta condição de operação do motor. Na medida que a carga se eleva, a eficiência mecânica aumenta sobremaneira, uma vez que a potência indicada aumenta em uma proporção maior que a de atrito, resultando em uma redução no consumo específico de combustível, (BAETA, 2006). Como a carga aplicada ao motor é controlada pela válvula borboleta, a eficiência mecânica diminui eventualmente a zero em condições de marcha lenta, (HEYWOOD, 1988).

2.1.7. Eficiência volumétrica

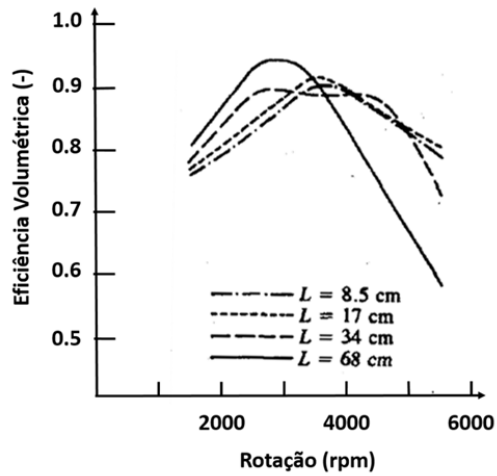
O sistema de admissão de ar de um motor é composto por componentes mecânicos distribuídos em: filtro de ar, corpo da válvula borboleta aceleradora, coletor de ar, condutos de admissão e válvulas respectivamente. Estes dispositivos influenciam significativamente a quantidade de ar ou mistura admitida por um motor de dado deslocamento volumétrico. Desta forma, o parâmetro utilizado para quantificar a efetividade de um motor no processo de admissão de ar ou mistura é chamado de eficiência volumétrica, η_v , (HEYWOOD, 1988). Ela é definida por meio do quociente da massa de ar real introduzida no cilindro m_a [kg], pelo produto entre a massa específica ar admitido ρ_a [kg/m³], e o volume deslocado V_d [m³], que corresponde ao completo preenchimento do cilindro a uma determinada condição de pressão e temperatura:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V_d} \quad (23)$$

A perda de carga é a principal responsável pela limitação da eficiência volumétrica no sistema de admissão, no qual as válvulas se destacam como os componentes mais críticos em virtude das limitações geométricas existentes durante sua abertura e fechamento. Um segundo fator relevante é a dinâmica dos gases, associada às ondas de pressão causadas pela colisão do ar ou mistura admitida na superfície das válvulas e do pistão.

Modificações na geometria dos dutos do coletor de admissão podem sintonizar a frequência de ressonância do sistema para uma determinada faixa desejada, gerando significativo aumento da eficiência volumétrica em função da sincronização dos pulsos de pressão com o evento de fechamento da válvula. De acordo com (HEYWOOD, 1988), valores típicos de eficiência volumétrica para motores naturalmente aspirados em plena carga encontram-se na faixa de 80% a 90%. A Figura 7 ilustra a influência do comprimento do duto de admissão na eficiência volumétrica, onde, quanto maior o comprimento do duto maior a eficiência. Outro fator observado é que o comprimento do duto posiciona a eficiência volumétrica em relação a rotação do motor.

Figura 7 – Efeito do comprimento do duto de admissão na eficiência volumétrica



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

2.1.8. Eficiência térmica

A eficiência térmica do ciclo ideal apresentado na Figura 1 pode ser calculada como o quociente do trabalho líquido de saída e o calor total de entrada. Assim,

$$\eta_{t,Otto} = \frac{w_{3 \rightarrow 4} - w_{1 \rightarrow 2} + w_{0 \rightarrow 1} - w_{1 \rightarrow 0}}{Q_{2 \rightarrow 3}} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (24)$$

Como os processos de 1 para 2 e 3 para 4 são processos isentrópicos, logo,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (25)$$

Define-se a razão volumétrica de compressão como sendo a razão entre o volume no ponto 1 e o volume no ponto 2.

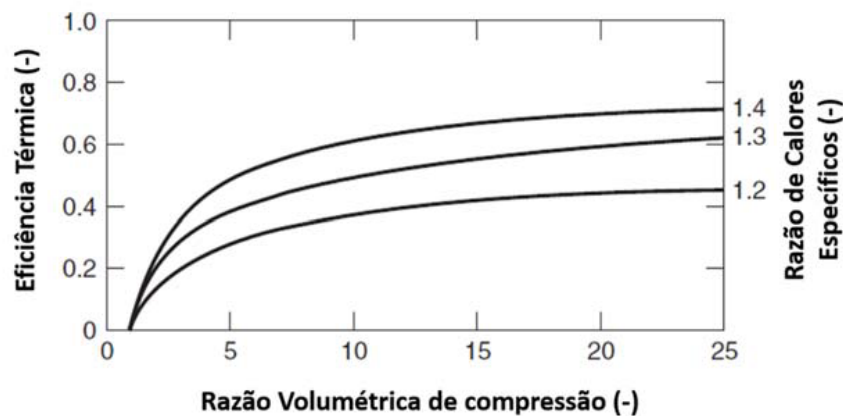
$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (26)$$

Portanto,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (27)$$

A eficiência térmica do ciclo teórico é, portanto, função da razão volumétrica de compressão, r_c , e da razão dos calores específicos ou expoente politrópico, γ . O aumento, tanto da razão volumétrica de compressão quanto da razão entre os calores específicos, resulta no aumento da eficiência térmica do motor, (GIACOSA, 1988). A Figura 8 ilustra a influência da razão volumétrica de compressão e da razão de calores específicos na eficiência térmica.

Figura 8 – Influência da razão de compressão na eficiência térmica



Fonte: Adaptado de FERGUSON, 2015

Nota-se que a eficiência térmica do motor com funcionamento teórico depende somente da razão de compressão e da relação entre os calores específicos, sendo negligenciadas as perdas de calor (FERGUSON, 2015). Efetivamente, nem toda a energia fornecida pelo combustível é liberada durante o processo de combustão, podendo ocorrer combustão incompleta.

2.1.9. Eficiência de combustão

Devido ao tempo de combustão ser relativamente curto, o processo de oxidação das moléculas de combustível não ocorre em sua totalidade. Conseqüentemente, uma pequena fração de combustível não reage. Define-se então a eficiência de combustão η_c , como uma forma de contabilizar a fração do combustível fornecido que é queimada, (HEYWOOD, 1988). Valores típicos de eficiência de

combustão, quando o motor está operando corretamente, estão compreendidos entre 95 e 98%, (PULKRABEK, 1997).

$$\eta_c = \frac{H_p - H_R}{m_{comb} \cdot PCI} \quad (28)$$

Na equação, H_R é a entalpia dos reagentes, H_p a entalpia dos produtos da combustão e PCI é o poder calorífico do combustível [kJ/kg].

Segundo (MACHADO, 2012), a partir da análise termodinâmica do ciclo real é possível calcular a energia aparente total liberada pela combustão Q_{at} [J], em um cilindro por ciclo, assim, é possível definir a eficiência da combustão como a razão entre essa energia liberada e a energia disponibilizada pelo combustível em um cilindro por ciclo.

$$\eta_c = \frac{Q_{at}}{m_{comb/cil} \cdot PCI} \quad (29)$$

A energia aparente total liberada pela combustão exclui as parcelas de energia que foram transferidas para o sistema de arrefecimento do motor e de mistura não queimada retida no volume entre o pistão e os anéis de vedação. Assim, representa a parcela de energia do combustível que efetivamente contribuiu para gerar o trabalho indicado. O modelo utilizado para o cálculo do calor total aparente pode ser encontrado no trabalho de (TEIXEIRA, 2015).

2.1.10. Eficiência de conversão de combustível

A eficiência de conversão de combustível é calculada em relação ao consumo específico de combustível, (do inglês, *Specific Fuel Consumption* - SFC). Este é definido como a razão da vazão mássica de combustível por unidade de potência produzida, e indica o quão eficiente o motor está quando opera com determinado combustível, (HEYWOOD, 1988). Calcula-se a eficiência de conversão de combustível por:

$$\eta_{cc} = \frac{1}{sfc \cdot PCI} \quad (30)$$

2.2. Formação da mistura ar-combustível

Os motores de combustão interna modernos são dotados de um sistema eletrônico de injeção de combustível que tem como função primordial propiciar a quantidade adequada de combustível para a formação da mistura. Devido aos limites de emissões cada vez mais rigorosos impostos pelos órgãos governamentais, os antigos sistemas de carburação para formação da mistura ar-combustível foram substituídos pelos atuais sistemas de injeção eletrônica.

De acordo com (KHOVAKH, 1979), a mistura ar/combustível é considerada estequiométrica se o oxigênio (O_2) presente na massa de ar admitida for suficiente para reagir completamente com a massa de combustível inserida, obtendo-se como produtos da combustão o dióxido de carbono (CO_2), a água (H_2O) e os gases inertes presentes no ar de admissão. Em função do número de moles de uma reação é possível determinar as massas de ar \dot{m}_{ar} , e de combustível \dot{m}_{comb} que reagem durante a combustão e, dessa forma, determinar a relação ar/combustível (AFR) da reação:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (31)$$

Na formação da mistura, a massa de ar admitido e a massa de combustível quando combinadas podem formar três tipos de mistura:

- Mistura estequiométrica – mistura quimicamente balanceada;
- Mistura rica – mistura com excesso de combustível em relação a condição estequiométrica;
- Mistura pobre – mistura com excesso de ar em relação a condição estequiométrica.

A relação ar/combustível real (AFR_{real}) em função da relação ar/combustível estequiométrica (AFR_{est}) é definida como fator lambda (λ):

$$\lambda = \frac{(ar/combustível)_{real}}{(ar/combustível)_{est}} = \frac{AFR_{real}}{AFR_{est}} \quad (32)$$

Desta forma tem-se:

$\lambda < 1 \rightarrow$ mistura rica;

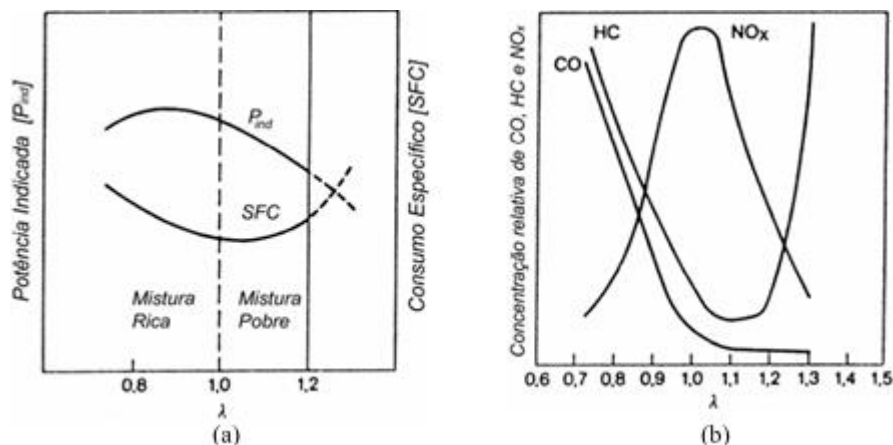
$\lambda > 1 \rightarrow$ mistura pobre;

A partir do fator lambda, da razão ar-combustível estequiométrica da mistura e da vazão mássica de ar admitida no cilindro, \dot{m}_{ar} , é possível determinar a vazão mássica de combustível, \dot{m}_{comb} , a ser fornecida para o motor, obtida por:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\lambda \cdot AFR_{est}} \quad (33)$$

O fator lambda é muito importante para o funcionamento do motor, pois influi de forma direta no desempenho, no consumo de combustível e nas emissões de poluentes. A Figura 9 (a) apresenta a influência do fator λ na potência indicada e no consumo específico de combustível. A Figura 9 (b) apresenta a influência do fator λ na composição das emissões de poluentes.

Figura 9 – Influência do fator λ no desempenho (a) e Influência do fator λ nas emissões (b) em motor de ignição por centelha



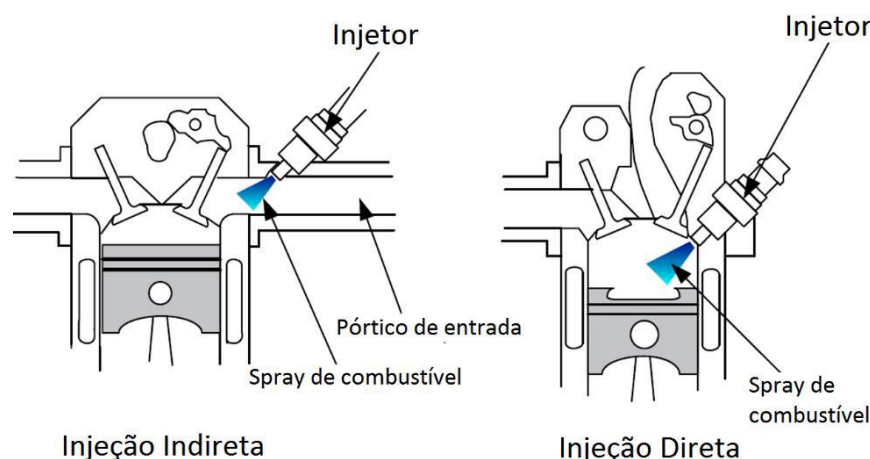
Fonte: Adaptado de BAUER, 1999

Segundo (BAETA, 2006), o enriquecimento da mistura em 12%, isto é, $\lambda = 0.88$, possibilita atingir o torque máximo de motores de ignição por centelha. O autor relata que as melhores condições para economia de combustível são alcançadas para uma composição da mistura com $\lambda = 1.05$. Níveis mínimos de emissões de poluentes são

atingidos a partir do emprego de misturas estequiométricas. Empobrecimentos superiores a 15% equivalente a $\lambda = 1.15$, favorecem a ocorrência de falhas de ignição (do inglês, *misfire*) e comprometem o funcionamento do motor.

Os sistemas de injeção eletrônica podem ser classificados quanto a sua topologia, como: injeção dentro ou fora da câmara de combustão. Nos casos em que o combustível é injetado dentro da câmara de combustão, diz-se que a injeção é direta (do inglês, *Direct Injection*). Nos casos em que a formação da mistura ar-combustível é feita no coletor de admissão, a injeção é dita indireta ou PFI, (do inglês, *Port Fuel Injection*), como mostrado na Figura 10.

Figura 10 – Topologia dos sistemas de injeção de combustível



Fonte: Adaptado de ÇELIK, 2010

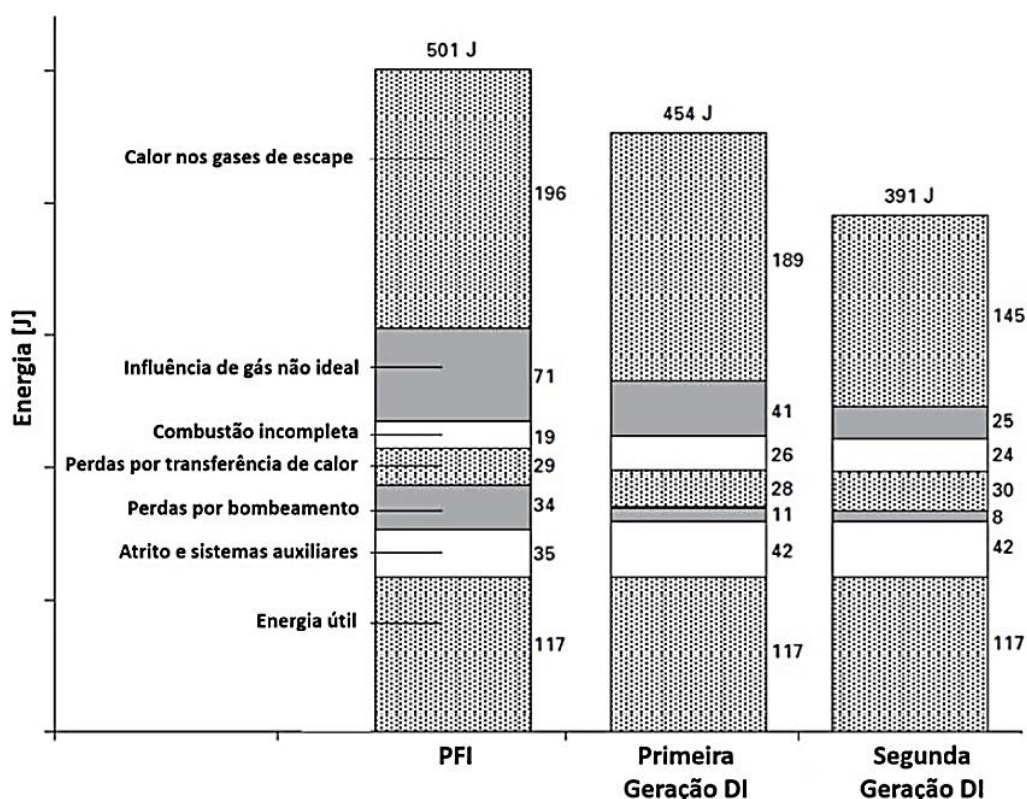
O primeiro motor a gasolina equipado com injeção direta foi introduzido no mercado japonês em 1996 e no mercado europeu em 1997 pela Mitsubishi Motors. Entretanto, em um primeiro momento, teve baixa aceitação pelo mercado. A principal razão foi o elevado consumo de combustível, que não atingiu os valores esperados. Um dos fatores que contribuiu para esse problema foi o projeto desses motores com sistemas de preparação da mistura do tipo *Wall-Guided* ou *Air-Guided*, que possibilitam a operação com mistura pobre e estratificada apenas em uma pequena parte do regime de funcionamento do motor, (ZHAO, 2010). Em 2006, a BMW e a Mercedes – Benz introduziram no mercado a segunda geração dos sistemas de injeção direta, chamado de *Spray-Guided*. A partir de então, foi possível operar com misturas pobres ao longo de uma ampla faixa de operação do motor, resultando em

uma economia de 10 a 20% de combustível quando comparado a sistemas PFI em condições estequiométricas. (ZHAO, 2010).

Os sistemas DI apresentam vantagens sobre os sistemas PFI, uma vez que possibilitam a eliminação da condensação do combustível nas paredes do coletor de admissão, garantindo um menor consumo de combustível devido à uniformidade da combustão, além de possibilitarem o aumento da razão volumétrica de compressão. Contudo, os sistemas PFI ainda possuem um menor custo e uma maior facilidade de manutenção.

As vantagens termodinâmicas da injeção direta podem ser claramente evidenciadas pela análise de perdas energéticas, como demonstrado na Figura 11, em relação aos motores com sistema PFI operando com válvula borboleta aceleradora parcialmente acionada.

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



Fonte: Adaptado de ZHAO, 2010

Em motores de injeção direta, as temperaturas no final da compressão aumentam devido à alta concentração de mistura ar-combustível e alta razão de compressão. Como o fluxo de calor para as paredes da câmara de combustão acontece em maior intensidade perto do PMS, as perdas por transferência de calor nesse sistema são maiores quando comparado a um PFI operando em condições estequiométricas, apesar da temperatura média da câmara de combustão ser menor para sistemas de injeção direta. Sistemas de injeção direta têm outras desvantagens, como maior atrito e o aumento da energia requerida para acionamento da bomba de combustível de alta pressão, (ZHAO, 2010).

2.3. Combustão

A combustão é definida como uma reação química na qual parte dos elementos do combustível, como o hidrogênio e o carbono, combinam com o oxigênio e liberam energia na forma de calor, conseqüentemente causando aumento na temperatura dos gases, (GIACOSA, 1988).

2.3.1. Combustão normal

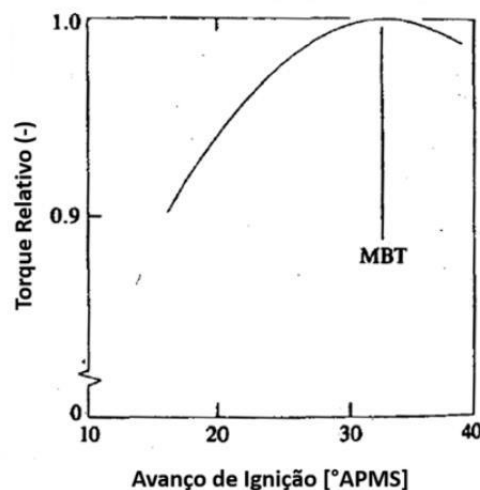
Nos motores de ignição por centelha, a combustão ocorre quando uma pequena parcela de mistura ar-combustível reage ao entrar em contato com uma centelha elétrica fornecida pela vela de ignição, cuja temperatura é aproximadamente 3000 °C, ionizando as moléculas que compõem a mistura. Caso a energia de ativação seja pequena, a combustão não ocorrerá em sua totalidade, apenas na porção em contato direto com a mistura. A combustão não é instantânea, inicia-se no final do tempo de compressão, antes do pistão atingir o PMS, e dura um período finito de tempo. Caso o evento de ignição seja muito adiantado, haverá um aumento excessivo da pressão e temperatura devido ao aumento do trabalho de compressão, que acarreta em transferência de calor e atrito excessivos. Por outro lado, se o evento de ignição for muito atrasado, o aumento de pressão será tardio, reduzindo o trabalho de expansão e transferindo mais calor para o ciclo de escape, o que pode danificar componentes do motor, (BAETA, 2006).

Uma vez iniciada, a combustão se propaga por condução, difusão, radiação e convecção do calor, promovendo assim o aquecimento e ignição da porção de mistura não queimada. A condução e a difusão de calor da mistura fresca para a mistura queimada presente no cilindro exercem um papel preponderante no processo. A velocidade de propagação da chama depende das propriedades e das condições da mistura no meio. Caso não haja escoamento direcionado dentro da câmara de combustão, a frente de chama se propagará com velocidade uniforme em todas as direções e assumirá, conseqüentemente, uma geometria esférica. (HEYWOOD, 1988).

Para uma combustão eficiente, a velocidade de propagação da frente de chama dentro do cilindro é um parâmetro crítico. Dois fatores que se destacam perante a velocidade da frente de chama ao longo da câmara de combustão são a taxa de

reação e a taxa de transposição. A taxa de reação é o resultado de um processo puramente químico no qual a chama se alimenta da mistura ar-combustível não queimada durante sua propagação. A taxa de transposição ocorre devido ao movimento da frente de chama em relação às paredes do cilindro, e é o resultado da diferença de pressão estabelecida entre os gases queimados e não queimados na câmara de combustão, (HEYWOOD, 1988). Assim, existe um momento ideal para a liberação da centelha, de forma a minimizar o trabalho de compressão e proporcionar os maiores valores de pressão nos instantes iniciais do movimento descendente do pistão, gerando o maior torque e menor consumo de combustível para um determinado regime de operação. Este momento ocorre quando o avanço de ignição está em MBT (do inglês, *Maximum Break Torque*). A Figura 12 mostra o comportamento do torque em relação ao avanço da ignição, (HEYWOOD, 1988).

Figura 12 – Variação do torque em função do avanço de ignição

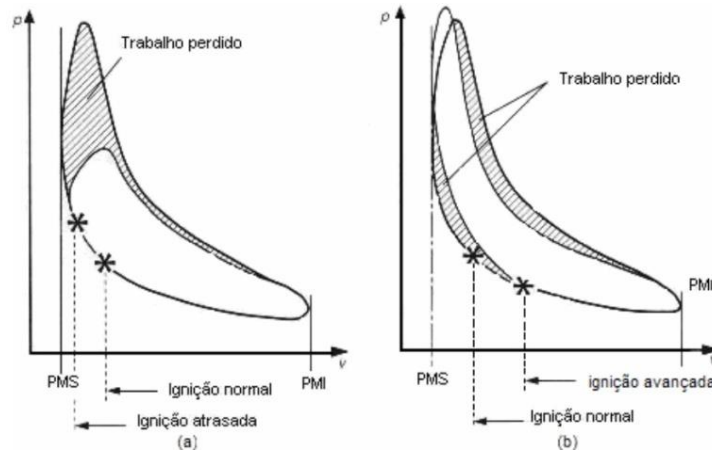


Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

Valores de avanço de ignição maiores ou menores em relação ao valor ideal produzem menos torque. O valor ideal depende da propagação da frente de chama, comprimento da câmara de combustão percorrido pela chama durante a combustão e detalhes de como a chama se estingue. Empiricamente, estabelece-se que se 50% da fração de massa queimada deve ocorrer por volta de 8° a 10° CA e o pico de pressão ocorrer por volta de 13° a 15° CA, desta forma o valor de avanço de ignição estará em MBT, (HEYWOOD, 1988). A Figura 13 mostra o trabalho perdido quando o

avanço de ignição não está otimizado, isto é, está fora do ponto em que será produzido o maior torque, MBT. (GIACOSA, 1988).

Figura 13 – Efeito do avanço de ignição no diagrama PV



Fonte: Adaptado de GIACOSA, 1988

2.3.2. Combustão anormal

A combustão anormal nos motores de ignição por centelha pode ser separada em quatro tipos: *misfire* parcial, *misfire* total, pré-ignição ou autoignição da mistura e a detonação (do inglês, *knock*). (HEYWOOD, 1988).

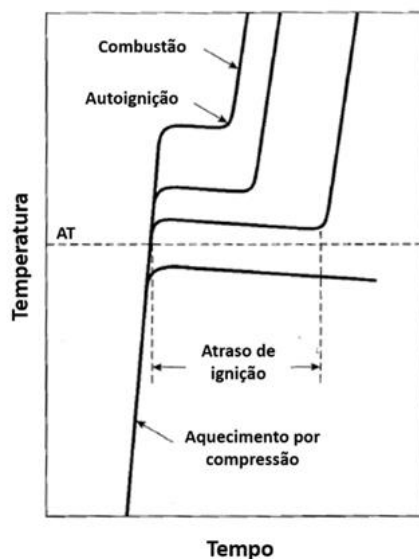
O *misfire* total ocorre quando não é observada ignição da mistura. Nele, há uma falha no início do processo de formação da chama. Já o *misfire* parcial ocorre devido à propagação incompleta da frente de chama. Em motores de ignição por centelha, tanto a abstenção da combustão quando sua ocorrência de maneira fraca, *misfire* total e parcial, respectivamente, podem ocorrer pela prática de valores de avanço de ignição não otimizados em relação ao MBT, pela presença de mistura com excesso de ar na admissão, ou ainda por falhas no sistema de ignição. (HEYWOOD, 1988).

A pré-ignição é caracterizada pelo início das reações de oxidação do combustível antes do instante da centelha, e é observada quando um ponto quente na câmara de combustão cede energia suficiente ao início das reações (do inglês, *surfasse ignition* ou *hotspot*), (HEYWOOD, 1988). Apesar de classificada como combustão anormal, por ser iniciada antes do momento programado, apresenta propagação de uma onda de combustão com velocidade subsônica e forma

semelhante à combustão normal. A Figura 14 ilustra a autoignição característica dos combustíveis.

A redução da temperatura na câmara de combustão contribui para o aumento da resistência a autoignição da mistura ar-combustível. Esta redução pode ocorrer por meio do calor latente de vaporização do combustível, da recirculação de gases de escape resfriados externamente e da injeção indireta de água, (ZHAO, 2010; RODRIGUES FILHO, 2014).

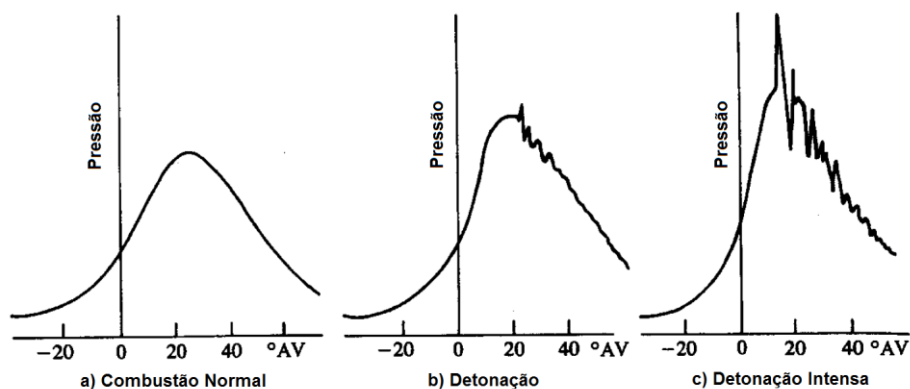
Figura 14 – Autoignição característica dos combustíveis



Fonte: Adaptado de PULKRABEK, 1997

A detonação, com base na teoria aplicada ao MCI, se refere à interação de duas ou mais frentes de ondas de deflagração que, eventualmente ao se colidirem, podem atingir velocidade supersônica. (MACHADO, 2012). Segundo (TAYLOR, 1988), após a ignição da mistura, uma frente de chama se propaga ao longo do volume do cilindro elevando a temperatura e pressão dos gases não queimados. Quando a temperatura desses gases atinge a temperatura de auto-ignição da mistura, é observado o início de uma nova zona de combustão, sendo esta caracterizada pela elevada taxa das reações de oxidação. Como a combustão acontece a volume constante, uma alta energia é liberada em uma determinada região da câmara de combustão, devido à sua elevada velocidade, o que resulta em elevada pressão local seguida da liberação de um pulso de pressão que se propaga ao longo do volume do cilindro, que é refletido pelas paredes. A Figura 15 ilustra curvas de pressão medidas sem e com detonação, evidenciando a propagação de ondas de pressão no cilindro.

Figura 15 – Curvas de pressão no cilindro com e sem detonação



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

Enquanto velocidades de um processo normal de combustão variam entre 10 e 25 m/s, as velocidades características da detonação podem alcançar valores 10 vezes maiores, (RODRIGUES FILHO, 2014). A detonação é influenciada pelas condições de funcionamento do motor, pelo tipo de combustível utilizado, pela relação da mistura ar-combustível e características geométricas do motor. Fatores que promovem o aumento da velocidade de propagação da chama reduzem a tendência de ocorrência de detonação. O aumento da velocidade de propagação de chama diminui o tempo necessário para o processo de combustão e, conseqüentemente, o tempo disponível para ocorrência de reações que levam à autoignição da mistura não queimada. Parâmetros como turbulência dentro do cilindro, geometria da câmara de combustão, posicionamento da vela de ignição, avanço de ignição e razão volumétrica de compressão estão diretamente ligados a ocorrência da detonação. Estes fatores influenciam na temperatura e na pressão ao final do tempo de compressão e, assim, na velocidade de propagação de chama. Logo, podem ser utilizados como recursos a fim de se evitar a detonação, (RODRIGUES FILHO, 2014).

2.4. Combustíveis

Os combustíveis mais utilizados em veículos automotivos são a gasolina e o óleo diesel, ambos derivados do petróleo. Como combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, têm-se os álcoois, principalmente o etanol e o metanol, o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel. Cada um possui suas próprias características físicas e químicas que os fazem a melhor alternativa dependendo da situação. Destes combustíveis alternativos, o que já apresenta o uso mais comum, tanto no Brasil como no mundo, é o etanol, (BAETA, 2006).

2.4.1. Gasolina

O principal combustível para motores de ignição por centelha é a gasolina, uma mistura de vários hidrocarbonetos extraídos do petróleo. O petróleo é constituído quase inteiramente por carbono e hidrogênio com alguns traços de outros componentes químicos, variando de 83% a 87% de carbono e de 11% a 14% de hidrogênio em conteúdo mássico. O carbono e o hidrogênio se combinam de diversas formas e formam diferentes tipos de hidrocarbonetos, (BAETA, 2006).

O petróleo cru é extraído dos poços e separado em vários produtos por destilação, usando-se processos térmicos ou catalíticos. A maior ou menor produção de cada derivado é determinada pela exigência do mercado consumidor. A produção em massa de veículos automotivos demandou um aumento da produção de gasolina e, por isso, as técnicas de refino foram aperfeiçoadas. O craqueamento consiste em promover a quebra das moléculas maiores em menores e mais simples. Outro método, oposto ao craqueamento, é a alquilação, que combina moléculas menores dos produtos gasosos levando a produção de moléculas de hidrocarbonetos maiores, (BAETA, 2006).

2.4.2. Etanol

O etanol é um composto químico da família dos álcoois contendo em sua fórmula química dois átomos de carbono e um radical OH, que o caracteriza como álcool. Sua fórmula básica é C_2H_5OH . Ele pode ser obtido através de vegetais ricos em açúcar, como a cana-de-açúcar no Brasil e o milho nos EUA. O etanol combustível

brasileiro é também chamado E100, hidratado com teor de 6,2 a 7,4% de água. (MACHADO, 2012).

A produção do etanol da cana-de-açúcar utiliza parte dos seus próprios rejeitos para a geração de energia na sua fabricação, dentre eles o bagaço da cana. O processo de fabricação envolve duas etapas, que são a fermentação, na qual através da ação de micro-organismos o açúcar presente no melaço se transforma em álcool e a destilação, usada para separar o álcool do chamado mosto de fermentação. Resultado da fabricação, um resíduo conhecido como vinhoto pode acarretar grandes problemas ecológicos se lançado em rios e lagos devido à proliferação descontrolada de bactérias, reduzindo drasticamente a quantidade de oxigênio dissolvido na água. Por esse motivo a Secretaria do Meio Ambiente faz severas restrições ao projeto de destilarias e as obriga a processar adequadamente o seu vinhoto.

Pode-se citar como vantagens do etanol, (BAETA, 2006):

- Combustível renovável que pode ser obtido de diversas fontes, naturais ou manufaturadas;
- Possui alta octanagem e alta resistência a detonação. Motores que funcionam com combustíveis de alta octanagem podem funcionar mais eficientemente com razões volumétricas de compressão maiores;
- Apresentam menores índices de emissão de poluentes que a gasolina e são combustíveis com menores teores de enxofre;
- Alguns motores flexíveis funcionam com gasolina, etanol, ou mistura desses em qualquer proporção sem necessidade de adaptação.

2.5. Emissões de poluentes

Para a utilização de hidrocarbonetos e álcoois como combustível, os produtos da combustão completa são o dióxido de carbono CO_2 e a água na forma de vapor H_2O . Contudo, para aplicação em motores de combustão interna, devido à busca por maior desempenho e menor consumo de combustível, é frequente a operação com misturas ricas ou pobres, nas quais pode ocorrer combustão incompleta. Nesse caso, além do CO_2 e do H_2O , o gás de exaustão contém outros componentes poluentes, tais como o monóxido de carbono CO , hidrocarbonetos HC e óxidos de nitrogênio NO_x .

2.5.1. Monóxido de carbono

O monóxido de carbono CO é extremamente tóxico e pode ser letal, uma vez que se combina com as moléculas da hemoglobina impedindo o transporte de oxigênio pelo sangue. Mesmo em pequenas concentrações, pode danificar artérias do corpo humano (HAMORI, 2006).

Nos MCI as emissões de CO são controladas essencialmente pela razão de equivalência ar-combustível. Para misturas pobres a formação de CO é baixa, ao passo que ao se enriquecer a mistura os níveis de CO aumentam. Isto ocorre devido à indisponibilidade de O_2 para reagir e formar CO_2 , (HEYWOOD, 1988).

2.5.2. Hidrocarbonetos

Os hidrocarbonetos HC , de forma similar ao CO , também aumentam devido à ausência de oxigênio durante a combustão. Essas emissões podem provocar irritação nos olhos, nariz, pele e no aparelho respiratório. Além disso, podem causar dano celular, sendo que diversos hidrocarbonetos são considerados carcinogênicos, (MONTEIRO, 1998).

A ocorrência das emissões de HC pode ser influenciada por diversos agentes em MCI, como: extinção de frente de chama nas paredes, preparação incompleta da mistura, elevado período de sobreposição de abertura das válvulas ou vazamentos nas válvulas. Destaca-se o volume entre o pistão, anel de compressão e o cilindro (do inglês, *Crevice*), que pode contribuir em até 20% para as emissões de hidrocarbonetos, (HEYWOOD, 1988).

2.5.3. Óxidos de nitrogênio

Os óxidos de nitrogênio NO_x referem-se a vários compostos químicos gasosos, formados pela combinação do oxigênio com o nitrogênio. Nos MCI, consideram-se dois principais óxidos de nitrogênio, o nítrico NO e o dióxido de nitrogênio NO_2 .

Ao contrário da maioria dos radicais livres existentes no universo, o NO possui tanto propriedades benéficas quanto maléficas à saúde. Em pequenas quantidades, auxilia na regulação da pressão arterial, porém, em quantidades elevadas, pode causar danos aos sistemas celulares. O NO_2 é extremamente perigoso para a saúde.

Em baixas concentrações, pode levar a problemas crônicos de saúde, e em concentrações elevadas pode levar a óbito, (HAMORI, 2006).

A quantidade de NO_x produzida pelo motor dependerá da temperatura no cilindro e da quantidade de oxigênio disponível. A temperatura elevada durante o processo de combustão favorece a reação do oxigênio com o nitrogênio. Para misturas ricas, devido à menor concentração de oxigênio, haverá menor formação de NO_x . Para misturas pobres, embora haja maior concentração de oxigênio, as temperaturas no cilindro são mais baixas, resultando na redução da quantidade de NO_x produzida. Desta forma, a maior formação de NO_x é encontrada para misturas estequiométricas, nas quais a temperatura é alta e a concentração de oxigênio é intermediária (BRAGA, 2007).

2.6. Recirculação dos gases do escapamento

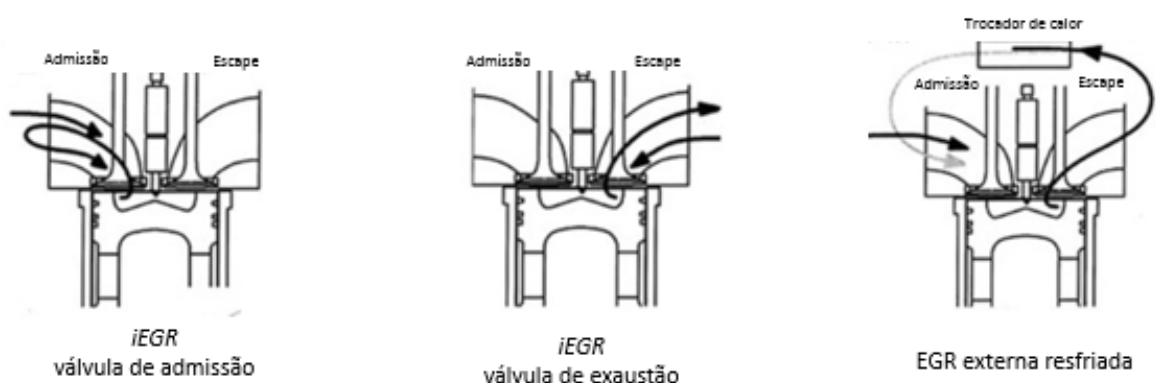
A recirculação dos gases de escape (do inglês, *Exhaust Gas Recirculation – EGR*) consiste na reintrodução de gases queimados no cilindro. A EGR tem como objetivo reduzir as emissões de óxido de nitrogênio NO_x e os níveis de consumo de combustível em determinados pontos de operação do motor. A fração de gases queimados recirculados na admissão produz uma significativa diluição da mistura ar-combustível. Por isso, reduz a temperatura na câmara de combustão e, conseqüentemente, a formação de NO_x . Além disso, esta diluição permite a redução tanto das perdas por bombeamento em cargas parciais quanto das perdas por transferência de calor através das paredes da câmara de combustão, resultando no aumento da eficiência de conversão de combustível do motor, (GALLONI *et al.*, 2012).

A diluição da mistura ar-combustível feita por EGR reduz a taxa de queima do combustível com a redução da temperatura durante a combustão e propicia a inibição de detonação. (ZHAO, 2010). As baixas temperaturas que podem ser atingidas nos dutos de escape com a utilização da EGR evitam danos aos metais nobres de conversores catalíticos. (GALLONI *et al.*, 2012). Segundo (OZDOR *et al.*, 1994), altas taxas de diluição por EGR aumentam a variabilidade cíclica do início da combustão devido a diluição da mistura ar/combustível na vizinhança da vela de ignição. Porém, uma vez iniciado o processo de combustão, a diluição por EGR promove uma queima mais estável. (ZHAO, 2010).

A recuperação da taxa de queima do combustível, reduzida pela diluição por EGR, poder ser efetuada por meio da estrutura de fluxo dentro do cilindro, principalmente no final da combustão, em que a taxa de queima é significativamente desacelerada. (ZHAO, 2010). A utilização de EGR demonstra grande potencial para substituir o enriquecimento da mistura visando a mitigação da detonação. Assim, níveis de emissões de monóxido de carbono e hidrocarbonetos também podem ser reduzidos.

Os sistemas de EGR podem ser divididos em dois grandes grupos: sistemas de EGR interna, denominado neste trabalho como iEGR; e sistemas de EGR externa. No primeiro, a iEGR é realizada através da alteração dos instantes de abertura e fechamento da válvula de admissão e escape, respectivamente. O atraso tanto do fechamento da válvula de exaustão quanto da abertura válvula de admissão, mantendo-se o mesmo cruzamento de válvulas, causa o intenso fluxo reverso durante o fechamento da válvula de admissão. Este, por sua vez, combinado com a iEGR, possibilita a redução das perdas por bombeamento em cargas parciais e o aumento da economia de combustível em diversas condições de utilização do motor. Nos sistemas de EGR externa, parte dos gases da exaustão são recirculados por outra tubulação para a admissão do motor e podem ser divididos em dois subgrupos: os resfriados e os não-resfriados. A Figura 16 apresenta o esquemático de algumas configurações.

Figura 16 – Esquemático de diferentes sistemas de EGR



Fonte: Adaptado de ABD-ALLA, 2002

2.7. Estado da Arte

Nesta seção é feita uma apresentação e discussão dos mais atuais e/ou relevantes trabalhos da comunidade científica, acompanhadas de uma síntese sobre o que está disponível na literatura com foco no aumento de eficiência de conversão do combustível em motores de ignição por centelha por meio do aumento da razão volumétrica de compressão. Na maioria das vezes, há a correlação do tema deste estudo com outras tecnologias com o objetivo de maximizar os ganhos de eficiência e viabilizar os ganhos esperados para determinadas aplicações em motores de combustão interna.

2.7.1. Efeitos da relação volumétrica de compressão

LATTIMORE, Thomas et al., 2016, investigaram o efeito do aumento da relação volumétrica de compressão de 10,7 para 11,5 juntamente com o efeito da operação com diferentes combustíveis, como 1-butanol-gasolina e etanol-gasolina na combustão e na geração de material particulado nas emissões de um motor de injeção direta de ignição por centelha. De forma geral, as eficiências térmicas indicadas aumentaram para todos os combustíveis testados em função do aumento da relação volumétrica de compressão. Com Bu20 houve um ganho de 1.26% na eficiência térmica indicada e um ganho de 1.30% para o E20 e de 1.14% para a gasolina pura. Neste trabalho, levando-se em consideração o fato de o motor ser equipado com injeção direta de combustível, a variação modesta da relação de compressão não gerou limitação do torque por detonação para nenhum dos combustíveis testados. O aumento da relação de compressão resultou em um aumento das emissões de NO_x para o combustível Bu20 de 17.38%, de 21.69% para o E20 e de 23.51% para gasolina pura. Além disso, verificou-se aumento das emissões de HC para todos os combustíveis, de 20.9% para o Bu20, de 20.8% para E20 e de 26.2% para a gasolina pura. É importante ressaltar ainda que a adição de 1-butanol e etanol na gasolina reduziu a duração da combustão nas condições testadas.

SMITH, Patrick; HEYWOOD, John and CHENG, Wai, 2014, estudaram os efeitos da relação volumétrica de compressão na eficiência de conversão de combustível em motores de ignição por centelha. Nesse artigo os resultados de vários trabalhos experimentais e de simulação foram compilados para quantificar o efeito da

relação volumétrica de compressão na eficiência de motores de ignição por centelha modernos. Foram abordadas relações entre 8 e 13,4 e obtidos dados de eficiência indicada bruta, eficiência indicada líquida e eficiência de eixo. Para as provas experimentais foi utilizada a gasolina com número de octanos igual a 96 RON. Curvas médias para cada um dos três tipos de eficiências mostraram que um aumento de relação de compressão de 10 para 13 resultou em um aumento relativo de 5,1 % de eficiência de eixo, 4,6% de eficiência indicada bruta e 4,5% de eficiência indicada líquida (com valor de cilindrada constante). Cerca de dois terços desse aumento foram obtidos com o aumento da relação de compressão de 10 para 11,5. O estudo demonstra também a diferença nos ganhos de eficiência com o aumento da relação volumétrica de compressão em função da carga. As diferenças entre a eficiência bruta indicada e a eficiência líquida indicada para cada uma das três cargas é muito pequena. A eficiência de eixo para altas cargas cai significativamente abaixo dos valores de eficiência indicada. Os resultados médios mostraram que um aumento na razão de compressão/expansão de 10 para 11, de 11 para 12 e de 12 para 13 levaram a um aumento de eficiência de conversão de combustível de 2,1%, 1,7 % e 1,3% respectivamente. Em um trabalho anterior de Gerty e Heywood, 2006, foi mostrado que se o motor tiver seu volume reduzido para manter o torque máximo constante à medida que a relação volumétrica de compressão for aumentada, o aumento relativo de eficiência de eixo é cerca de 60% maior que o resultante da comparação com cilindrada constante. Tal conclusão demonstra a necessidade atual de explorar, ao limite, as propriedades do combustível de forma a maximizar a eficiência de conversão do combustível no eixo.

KLEEBERG, Henning et al., 2013, analisaram o aumento de eficiência de conversão do combustível em motopropulsores a gasolina com um sistema de variação da relação de compressão (VCR). Os autores citam as opções mais importantes que precisam ser consideradas para redução do consumo de combustível, como *downsizing*, redução de atrito, combustíveis alternativos, sistema de variação da abertura e diagrama das válvulas, injeção direta e controle automático da ignição (CAI). Os estudos feitos até o momento mostram que o potencial de redução do consumo de combustível via ajuste contínuo da relação de compressão através do ciclo europeu NEDC está entre 6 e 8%. Os resultados apresentados neste

trabalho apontaram um potencial de 5 a 7% de redução do consumo de combustível atingindo 6,5% de redução de CO₂.

COSTA, Rodrigo C. e SODRÉ, José R., 2011, realizaram um estudo experimental sobre os parâmetros de desempenho de um motor de ignição por centelha a gasolina e a etanol de injeção indireta (PFI), no qual o cabeçote foi modificado com o objetivo de se aumentar a relação volumétrica de compressão. Para o etanol, a variação da relação de compressão de 11 para 12 produziu um ganho substancial de eficiência térmica de 8%, ao passo que o ganho obtido para a variação de 10 para 11 de foi de 0,5%. Já para a gasolina, foi observado que o aumento da razão volumétrica de compressão de 10 a 12 gerou ganhos bem menores de eficiência térmica, de 1%, ficando clara a influência das propriedades de cada combustível na ocorrência de detonação que, por sua vez, limita a eficiência térmica do motor.

MUÑOZ, Rubén H. et al., 2005, estudaram o efeito da relação volumétrica de compressão em um motor de injeção direta a gasolina. Neste estudo, a variação da relação de volumétrica de compressão foi realizada mudando-se a distância entre a linha central do virabrequim e o topo do bloco, conforme descrito no artigo. O motor foi equipado também com injeção indireta para possibilitar a comparação com o motor de injeção direta e carga estratificada, além do sistema “*cam profile switching*” (CPS) para variação da intensidade de *swirl*. Esse mecanismo permite que a válvula de admissão secundária altere entre um perfil completo de abertura, de longa duração (250 CAD), cujo perfil é o mesmo da válvula primária; e um perfil de curta duração (150 CAD). Quando a segunda opção é escolhida, o fluxo de ar é restringido na segunda válvula, o que provoca alteração da intensidade de *swirl*. Para todas as condições testadas, o aumento da relação de compressão resultou em aumento na eficiência térmica. A mais clara ocorreu em regime parcial de carga na condição de 1500 rpm e 1 bar de BMEP, na qual obteve-se um aumento de 5,2%. A eficiência de conversão do combustível indicada líquida para SCDI foi de 3 a 5 pontos percentuais maior em relação ao PFI.

SCHWADERLAPP, Markus; HABERMANN, Knut; YAPICI, Kurt I, 2002, analisaram o projeto de um sistema de relação volumétrica de compressão variável com a finalidade de reduzir o consumo de combustível. Em seu estudo eles acoplaram soluções adicionais para potencializar tal redução. De forma geral, os autores mencionam que a redução de volume, o “*downsizing*”, combinada com a adoção de

um sistema de relação de compressão variável (VCR) operando com a borboleta totalmente aberta, pode levar a uma redução de consumo de combustível da ordem de 20-30%, sendo que o sistema VCR pode atingir até 6% dessa redução de consumo de combustível.

KRAMER, Franz; SCHWARZ, Ch; WITT, Andreas, 2000, estudaram o efeito da relação volumétrica de compressão na combustão de um motor sobrealimentado de injeção direta a gasolina. Segundo os autores a combinação de um motor turbo com injeção direta, ignição por centelha e uma relação volumétrica de compressão adequada tem grande potencial para otimização da eficiência e redução de consumo em relação a um motor maior e naturalmente aspirado com injeção indireta, sendo esta redução da ordem de 25%. Para mistura estequiométrica, deve-se escolher uma relação de compressão de valor mínimo e razoável para altas cargas e melhor torque, a fim de se limitar a temperatura dos gases de escape e aumentar a eficiência de conversão de combustível nessa condição. Por outro lado, é preferível uma relação de compressão alta em cargas parciais para melhorar a eficiência nessa faixa de operação. Contudo, as emissões de HC tendem a aumentar com aumento da relação de compressão nessas condições e há maior tendência à detonação. A operação em carga parcial com carga estratificada pode ser melhorada por meio da turboalimentação. Os efeitos da relação de compressão sobre o comportamento do motor com carga estratificada são basicamente semelhantes à carga homogênea. No entanto, parâmetros como injeção, ignição e a taxa de liberação de calor podem vir a ser mais relevantes para a eficiência da combustão e nas emissões.

A Tabela 1 apresenta de forma sintética os ganhos obtidos pela comunidade científica sobre o tema relação volumétrica de compressão.

Tabela 1 – Trabalhos científicos relação volumétrica de compressão

Autores	Título	Revista / Congresso / Ano	Ganhos
LATTIMORE, Thomas et al.	Investigation of compression ratio and fuel effect on combustion and PM emissions in a DISI engine.	Fuel, 2016.	1.26% (Bu20), 1.30% (E20) e 1.14% (gasolina) de eficiência indicada líquida
SMITH, Patrick; HEYWOOD, John; CHENG, Wai.	Effects of Compression Ratio on Spark-Ignited Engine Efficiency.	SAE Technical Paper, 2014.	4.5% de eficiência indicada líquida
KLEEBERG, Henning et al.	Increasing Efficiency in Gasoline Powertrains with a Two-Stage Variable Compression Ratio (VCR) System.	SAE Technical Paper, 2013.	5-7% consumo de combustível 6.5% de CO2
COSTA, Rodrigo C.; SODRÉ, José R.	Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance.	Applied Thermal Engineering, 2011.	8.7% na eficiência térmica
MUÑOZ, Rubén H. et al.	Effect of Compression Ratio on Stratified-Charge Direct-Injection Gasoline Combustion.	SAE Technical Paper, 2005.	5.2 na eficiência térmica
SCHWADERLAPP, Markus; HABERMANN, Knut; YAPICI, Kurt I.	Variable compression ratio-A design solution for fuel economy concepts.	SAE Technical Paper, 2002.	20-30% na redução de consumo de combustível - Turbo 6% na redução de consumo de combustível - VCR
KRAMER, Franz; SCHWARZ, Ch; WITT, Andreas.	Effect of compression ratio on the combustion of a pressure charged gasoline direct injection engine.	SAE Technical Paper, 2000.	~25% de consumo de combustível - Turbo

Fonte: Próprio autor

2.7.2. Efeitos do sistema de injeção de combustível

ZHUANG, Yuan; HONG, Guang., 2014, estudaram os efeitos do momento de injeção direta de etanol no fenômeno da detonação e a utilização de misturas pobres, sendo a gasolina injetada indiretamente nos pórticos. Segundo os autores, a injeção direta de etanol evita a ocorrência de detonação. A injeção mais tardia do etanol na câmara pelo sistema de injeção direta LEDI (*late ethanol direct injection*) mostrou-se mais eficaz do que uma injeção antecipada EEDI- (*early ethanol direct injection*), possibilitando maiores avanços de ignição. Tal fato não se observa com EEDI devido à maior transferência de calor das paredes do cilindro para o em seu interior, o que leva à maior susceptibilidade a detonação. Por outro lado, a IMEP e eficiência térmica foram maiores quando a injeção direta de etanol foi realizada antecipadamente, EEDI. A injeção tardia leva a uma baixa qualidade da mistura formada que, por sua vez,

gerou além da degradação da qualidade da mistura um aumento nos índices de emissões. Dessa forma, a EEDI foi mais eficaz também para estender o limite da queima pobre do que a LEDI. O lambda máximo praticado com EEDI foi 1,29. A LEDI aumentou apenas levemente o limite de queima pobre além da mistura estequiométrica. A EEDI possibilitou ainda maior estabilidade de combustão devido a uma melhor preparação da mistura. Considerando a injeção direta homogênea de etanol com lambda 1, foi obtido um ganho de eficiência de conversão do combustível de 4% e, com lambda 1,29, esse ganho chegou a 7%.

PARK, Cheolwoong et al., 2012, estudaram as características de uma combustão pobre e estratificada através de um sistema de injeção do tipo *spray guided* em um motor de injeção direta a gasolina com ignição por centelha. Segundo os autores, ainda há várias limitações na prática que dificultam o uso de motores de injeção direta. Se faz necessário o desenvolvimento de um modo de transição suave entre injeções na admissão e injeções na compressão. A primeira geração estratificada, *wall* e *air-guided* de injeção direta tinha emissões, potência específica e consumo de combustível desfavoráveis devido ao filme fluido formado no pistão e na parede do cilindro, desvantagens que podem ser evitadas com sistemas *spray-guided* DI. O processo de combustão nesses motores não depende do fluxo de ar ou mistura dentro do cilindro, mas das características do spray determinadas pelo sistema de injeção. O trabalho desenvolvido apresenta para o sistema de injeção direta, operando com mistura pobre e pressão de injeção de 200 bar, um ganho de eficiência de conversão de combustível em relação a mistura estequiométrica de até 6,8 %.

ALKIDAS, Alex C., 2007, apresentaram uma revisão sobre os avanços obtidos na combustão em motores a gasolina. Nesta revisão os autores discutem sobre algumas tecnologias para redução de consumo como o emprego de sistemas de injeção direta de combustível e utilização de técnicas de combustão como HCCI. Os autores discutem as limitações de motores a gasolina do tipo PFI e com ignição por centelha, que hoje ainda estão entre os mais utilizados em carros de passeio. Dentre elas estão as perdas por bombeamento em cargas parciais, a necessidade de redução da relação volumétrica de compressão de modo a evitar detonação em operações com baixas velocidades e altas cargas, a necessidade de operar em regime estequiométrico, requerida pelo uso dos catalisadores de 3 vias, resultando em propriedades de mistura desfavoráveis com altas concentrações de CO₂, a alta

emissão de hidrocarbonetos não queimados, principalmente devido às folgas e a alta saída de NO_x (altas temperaturas da combustão causadas pela combustão estequiométrica). Algumas tecnologias que podem superar tais limitações são a injeção direta (DI) em um motor SI, a utilização de carga estratificada e a utilização de operação em HCCI. A primeira oferece a possibilidade de redução no consumo de combustível e menor emissão de HC e NO_x. Já o HCCI também oferece redução de consumo e enorme redução de NO_x, com algum aumento na emissão de HC. Os autores apresentam nesse trabalho uma revisão dos avanços nas tecnologias. Apesar da maior economia de combustível, o DISI spray-guided apresenta menor estabilidade da combustão (alto COV de IMEP). Além disso, a faixa de tempo possível para uma boa ignição (COV de IMEP < 5%) costuma ser muito curta, sendo difícil a não ocorrência de "misfire". Ganhos adicionais na economia de combustível de cerca de 5% a 7% com DISI podem ser obtidos com valores de avanço de ignição ótimos, menores perdas na combustão, redução nas perdas de calor (diminuição da área superficial e dos movimentos do ar). Por fim, os autores apresentam resultados de simulação computacional comparando motores DISI com uma relação de compressão de 11.2:1 e seu equivalente motor PFI com uma relação de compressão de 9.4:1. Foi obtido um ganho de eficiência de conversão de combustível no eixo de 15% e conseqüentemente uma redução de consumo de combustível de 15% sobre o motor PFI no ciclo FTP.

ALKIDAS, Alex C.; EL TAHRY, Sherif H., 2003, apresentaram um estudo numérico e experimental sobre as vantagens de sistemas de injeção direta em motores de ignição por centelha em relação à injeção indireta, no que tange a economia de combustível. Segundo os autores, existem certas dificuldades com os motores DISI tais como: a incrustação nos injetores, elevado custo, problemas de pós-tratamento na exaustão, dentre outros. Os experimentos foram realizados em um motor protótipo DISI, com único cilindro e 2 válvulas, e as simulações numéricas foram realizadas utilizando o *software WAVE*. Os resultados foram analisados em sete pontos de operação em regime permanente, simulando a condição de um motor V8 de 5,3 L de um veículo com 2400 kg em uma porção do ciclo FTP (*Federal Test Procedure*). Um motor DISI normalmente pode operar com carga estratificada e misturas pobres em cargas e velocidades baixas, e operar com uma carga "homogênea" em condições de maior carga e velocidade. O referido motor DISI

apresenta uma vantagem de 15% de economia de combustível sobre o seu correspondente motor PFI sem EGR. O maior fator positivo para esse ganho são as reduzidas perdas por bombeamento, que chegam a 10%. Segundo os autores um motor de injeção direta pode atingir uma redução de 26% na economia de combustível em relação a seu correspondente motor na versão PFI.

A Tabela 2 apresenta de forma sintética os ganhos obtidos pela comunidade científica sobre o tema sistema de injeção de combustível.

Tabela 2 – Trabalhos científicos sistema de injeção de combustível

<i>Autores</i>	<i>Título</i>	<i>Revista / Congresso / Ano</i>	<i>Ganhos</i>
ZHUANG, Yuan; HONG, Guang.	Effects of direct injection timing of ethanol fuel on engine knock and lean burn in a port injection gasoline engine.	Fuel, 2014.	Lambda = 1 - 4% na eficiência térmica Lambda até 1.29 - 7% na eficiência térmica
PARK, Cheolwoong et al.	Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine.	Energy, 2012.	6,8 % na eficiência de conversão de combustível.
ALKIDAS, Alex C.	Combustion advancements in gasoline engines.	Energy Conversion and Management, 2007.	15% na eficiência de conversão de combustível no ciclo FTP75
ALKIDAS, Alex C.; EL TAHRY, Sherif H.	Contributors to the fuel economy advantage of DISI engines over PFI engines.	SAE Technical Paper, 2003.	15% de redução de consumo de combustível DI comparado ao PFI sem EGR.

Fonte: Próprio autor

2.7.3. Efeitos do controle da estrutura de fluxo

LEE, Kihyung; BAE, Choongsik; KANG, Kernyong., 2007, avaliaram os efeitos do *tumble* e do *swirl* na propagação da chama em um motor de 4 válvulas de ignição por centelha. Primeiramente, os autores fazem uma breve abordagem sobre a relação encontrada na literatura entre as estruturas de fluxo *tumble* e *swirl*, o nível de turbulência durante a combustão e a velocidade de queima e propagação de chama. Um motor monocilindro de 4 válvulas com 3 diferentes inclinações dos pórticos de admissão (gerador de *tumble*) foi analisado em bancada experimental com medição LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) para caracterização do nível de turbulência e quantificação e qualificação da estrutura de fluxo gerada. Em seguida, o motor foi colocado para operar com combustão e, então, filmou-se a propagação da chama em alta velocidade para detectar a frente de chama e calcular a área da região em combustão. Uma análise termodinâmica, a partir da medição da pressão no interior do cilindro, também foi utilizada para o cálculo da fração de massa queimada e caracterização da velocidade inicial de queima (2%, 5% e 0-95% MFB). Verificou-se que quando se inclinou em 20° o conduto de admissão em relação ao plano vertical, a estrutura de fluxo *tumble* gerou maior intensidade de turbulência ao longo do curso de admissão e compressão, em especial no final da compressão na região próxima à ignição da mistura, em relação aos outros modelos. Isso representou cerca de 25% de ganho para 15° de inclinação do conduto e 12% de ganho para 25° de inclinação do conduto. Verificou-se a partir análise termodinâmica que também foi no modelo de 20° de inclinação do conduto no qual a queima ocorreu de forma mais rápida, verificando-se 15% de ganho em 0-95%MFB comparado a 25° de inclinação do conduto. Quando adicionados *tumble* e *swirl* em dois níveis de intensidade, um resultado semelhante foi encontrado, além de uma boa correlação entre intensidade de turbulência e crescimento da zona queimada. Observou-se também que quando combinados o *tumble* e o *swirl*, houve uma elevação da intensidade de turbulência e, quanto maior o nível de *tumble*, maior foi a intensidade de turbulência verificada. Houve 40% de ganho comparando 20° de inclinação do conduto e também maior foi a velocidade de propagação da chama, 8% de ganho em 0-95% MFB.

STANSFIELD, Philip A. et al., 2007, estudaram a operação com motor sem borboleta aceleradora usando um sistema de atuação da variação da válvula com foco no impacto sobre o fluxo, preparação de mistura e combustão. Os autores comentam que o efeito do fluxo de ar na admissão, da mistura ar-combustível, desempenho termodinâmico e emissões têm sido investigados para uma variedade de perfis de válvulas. O ponto padrão de 2000 rpm e 2,7bar IMEP foi estudado em três etapas: caso de referência com perfis de abertura de válvula originais do motor IVO = 345° IVC = 585° Lift: 9.35 mm com borboleta aceleradora e sistema de injeção DI, perfis de abertura de válvula modificado IVO = 335° IVC = 451° Lift: 1.70 mm sem borboleta aceleradora e sistema de injeção DI e obtendo aumento de consumo de combustível de 21% devido aumento do coeficiente de *tumble* em 50%, ocasionando instabilidade de combustão. Para perfis de abertura de válvula modificado IVO = 325° IVC = 462° Lift: 2.10 mm abertas separadamente, e sem borboleta aceleradora foi obtido redução de consumo de combustível de 9% devido aumento do coeficiente de *tumble* em 28% combinado com a redução do trabalho de bombeamento.

A Tabela 3 apresenta de forma sintética os ganhos obtidos pela comunidade científica sobre o tema controle da estrutura de fluxo.

Tabela 3 – Trabalhos científicos controle da estrutura de fluxo

<i>Autores</i>	<i>Título</i>	<i>Revista / Congresso / Ano</i>	<i>Ganhos</i>
LEE, Kihyung; BAE, Choongsik; KANG, Kernyong.	The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve SI engine.	Applied thermal engineering, 2007.	40% de intensidade turbulenta com <i>tumble</i> .
STANSFIELD, Philip A. et al.	Unthrottled engine operation using variable valve actuation: the impact on the flow field, mixing and combustion.	SAE Technical Paper, 2007.	9% de redução de consumo de combustível com 28% coeficiente de <i>tumble</i> .

Fonte: Próprio autor

2.7.4. Efeitos da utilização de EGR

LUJÁN, José Manuel et al., 2015, estudaram a influência de um circuito de baixa pressão de EGR em um motor de injeção direta a gasolina turboalimentado. Os autores descrevem o método de redução das emissões através da EGR resfriada. Esta reduz a tendência a detonação, a perda por bombeamento, a temperatura dos gases e as perdas por transferência de calor através das paredes do cilindro. Os autores fazem referência a alguns estudos que informam que a introdução de sistemas de EGR reduziu o consumo de combustível em 3% em carga parcial e em 17% em plena carga. Neste experimento foi utilizado um motor de 4 cilindros, 2.0 l e fora instalada uma válvula de contrapressão no sistema EGR, que se faz necessária em elevadas razões de EGR. Os resultados demonstraram que, em carga parcial operando com 15% de EGR resfriada, o consumo de combustível foi reduzido em 4.2% e obteve-se ganho de 2% de eficiência indicada. Já em plena carga, operando com 14% de EGR resfriada, obteve-se 22% de redução de consumo de combustível e 4% de aumento na eficiência indicada. Com relação às emissões houve redução de 50% de NOx e 30% de CO em carga parcial e 65% de NOx e 80% de CO em plena carga. Houve aumento de emissões de 65% de HC em carga parcial e 65% de 8% HC em plena carga.

ZHANG, Zhijin et al., 2014, estudaram a combustão e a emissão de particulados em um motor de injeção direta e ignição por centelha operando com misturas de etanol, gasolina e n-butano com recirculação de gases de exaustão. Primeiramente o efeito da EGR e da evaporação do combustível sobre o resfriamento da mistura foi investigado. O aumento de eficiência térmica com a adição de EGR para todas as misturas testadas variou de 4,9% a 6,1%. Houve ainda uma diminuição da emissão de particulados entre 29 e 64% para os combustíveis testados.

ZHANG, Zhijin et al., 2014, estudaram os efeitos do *tumble* combinados com a EGR na combustão e emissões em um motor de ignição por centelha em cargas parciais. Foram realizados experimentos em um motor de 1,8 litros de 4 cilindros dotado de injeção direta de gasolina e com a relação de compressão de 9,6:1. Um sistema de EGR de baixa pressão foi utilizado juntamente com uma válvula para controle da intensidade de *tumble* instalada no conduto de admissão. Dessa forma, uma ampla faixa de taxa de EGR e de *tumble* podem ser controladas. Todos os testes foram realizados em cargas parciais, e a razão de equivalência da mistura foi mantida

constante em 1,0. Os resultados mostraram que a combinação de EGR e o *tumble* otimizado produziram ganhos significativos na economia de combustível de 13,1% a 19,5% e uma redução da variabilidade cíclica devido à menor duração da combustão. Devido a otimização do processo de combustão com EGR e do *tumble*, as emissões de NO_x diminuíram em 25%, enquanto as de HC aumentaram em 5%. O efeito da otimização do *tumble* levou a uma redução de 20% de CO. Os autores relatam que, embora o efeito da utilização da EGR reduza a temperatura da câmara de combustão, e, com isso as emissões de NO_x, o aumento do nível de *tumble* produz um aumento na turbulência e uma consequente aceleração da combustão.

WEI, Haiqiao et al., 2012, apresentaram uma revisão da utilização da recirculação dos gases de exaustão em motores a gasolina. Nela, os autores descrevem os tipos de EGR sendo primeiramente quente ou resfriada. A EGR a quente é normalmente utilizada em cargas parciais para fins de redução de NO_x e redução de perdas por bombeamento, levando à redução do consumo de combustível. Esse tipo de EGR tem como vantagem melhorar a variabilidade cíclica do motor. Os autores abordam a utilização de EGR resfriada para utilização em cargas mais elevadas com finalidade principal de suprimir o fenômeno da detonação. Dessa forma, são descritos os circuitos de baixa e alta pressão com seus prós e contras. Os autores mencionam que a redução da detonação com a utilização da EGR resfriada é baseada principalmente na redução da temperatura da câmara de combustão. A detonação é o resultado da aceleração da chama em uma mistura homogênea. Quando essa velocidade é maior que a velocidade do som, a detonação ocorre. Vários métodos foram desenvolvidos para diminuir a incidência de detonação nos motores, dentre eles a redução da relação de compressão efetiva, o atraso da ignição para diminuir a pressão na combustão, a injeção de combustível excessivo para reduzir a temperatura da câmara devido ao calor latente de vaporização, e a diluição da mistura utilizando EGR. Os autores ressaltam que a vantagem em utilizar o método de EGR ao invés de injetar mais combustível é a possibilidade de trabalhar em condições estequiométricas sem sobrecarregar o conversor catalítico e ainda reduzir as emissões de HC e CO.

POTTEAU, Sebastien et al., 2007, estudaram a introdução de EGR resfriada em um motor de ignição por centelha de 2,0 litros para redução de detonação e consumo de combustível. Os autores avaliaram diferentes sistemas de EGR e seu potencial para melhorar a economia de combustível em alta carga em motores turbo-

alimentados. É feita uma análise comparativa entre dois projetos específicos focada no desempenho do motor e na combustão. Antes dos testes no modelo EGR selecionado, o potencial da EGR resfriada sobre um motor turbo-alimentado a gasolina foi calculado no *Matlab Simulink* e os resultados evidenciaram o potencial para aumentar o avanço de ignição sem detonação. Dessa forma, o ciclo de combustão e sua eficiência puderam ser melhorados com EGR resfriada. Os resultados mostraram também o benefício da EGR resfriada na redução da temperatura dos gases de exaustão. Quatro diferentes projetos foram avaliados. Cálculos preliminares permitiram a seleção e construção do sistema de EGR e circuitos de ar levando em conta a permeabilidade e eficiência térmica. Os sistemas pré-selecionados para os testes foram o “LOW PRESSURE EGR LOOP” e “HIGH PRESSURE EGR LOOP”. A EGR foi resfriada pela água usando um circuito controlado para manter a temperatura do gás em 60°C. Na configuração LOW PRESSURE EGR LOOP a captação da EGR foi posicionada depois do catalisador e a introdução antes do compressor. Dessa forma, a diferença de pressão entre o duto de escape e a admissão é positiva e cria uma força motriz natural para os gases EGR. Já na configuração HIGH PRESSURE EGR LOOP os gases são captados antes da turbina. A diferença de pressão entre a admissão e o escape não é favorável ao fluxo de EGR na faixa de baixa velocidade. Por isso, foi necessário implementar uma válvula borboleta para restringir a entrada de ar e garantir o fluxo de EGR adequado. Os resultados obtidos mostraram um ganho de 13% de eficiência térmica a 5500rpm com 12,2% de EGR e de 7% de eficiência a 1500rpm com 8% de EGR na configuração de baixa pressão.

A Tabela 4 apresenta de forma sintética os ganhos obtidos pela comunidade científica sobre o tema utilização de EGR.

Tabela 4 – Trabalhos científicos utilização de EGR

Autores	Título	Revista / Congresso / Ano	Ganhos
LUJÁN, José Manuel et al.	Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine.	Applied Thermal Engineering, 2015.	15% de EGR - 4.2% de redução de consumo de combustível e 2% de eficiência indicada em cargas parciais. 14% de EGR 22% de redução de consumo de combustível e 4% de eficiência indicada em plena carga.
ZHANG, Zhijin et al.	Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation.	Fuel, 2014.	4,9% de eficiência térmica com mistura de (etanol/gasolina 6,1% de eficiência térmica com mistura de (n-butanol/gasolina)
ZHANG, Zhijin et al.	Effects of tumble combined with EGR (exhaust gas recirculation) on the combustion and emissions in a spark ignition engine at part loads.	Energy, 2014.	13,1 % a 19,5% de redução de consumo de combustível.
WEI, Haiqiao et al.	Gasoline engine exhaust gas recirculation—a review.	Applied Energy, 2012.	-
POTTEAU, Sebastien et al.	Cooled EGR for a turbo SI engine to reduce knocking and fuel consumption.	SAE Technical Paper, 2007.	12,2% de EGR - 13% de eficiência térmica - 550rpm 8% de EGR - 7% de eficiência térmica - 1500rpm

Fonte: Próprio autor

2.7.5. Efeitos dos sistemas de controle do diagrama de válvulas

RICHARD OSBORNE, TREVOR DOWNES, SIMON O'BRIEN, KEN PENDLEBURY, MARK CHRISTIE, 2017 estudaram um motor monocilindro *downsized* com razão volumétrica de compressão 13:1, injeção direta, ciclo Miller com estratégia de fechamento adiantado da válvula de admissão e mistura estequiométrica. Os autores concluíram que o adiantamento do fechamento da válvula de admissão mostrou bons resultados na economia de combustível, cujos ganhos foram maiores para cargas intermediárias. O máximo ganho ocorreu na condição de 1500 rpm – 4 bar BMEP, em que obteve ganho percentual de 9.4% em relação ao motor *baseline*. Nos pontos do ciclo de condução ponderado, a redução no consumo de combustível chegou a 12.5% e 16.4% para os ciclos WLTC e FPT-75, respectivamente.

WANG Y., ZU B., XU Y., WANG W., LIU J., 2016 estudaram os efeitos da razão volumétrica de compressão, atraso no fechamento da válvula de admissão e suas influências no consumo de combustíveis e na potência de um motor operando em ciclo *Miller* baseado em um modelo de simulação quase-dimensional. O aumento da velocidade de rotação do motor aumentou a energia cinética do fluxo de admissão que, em conjunto com fechamento da válvula de admissão levemente atrasado, beneficiou a eficiência volumétrica a 4000 rpm. Nesta velocidade, quando o ângulo de fechamento da válvula foi retardado de 0° para 10°, a eficiência volumétrica aumentou de 95% para 96%. A eficiência de conversão de combustível ótima de 41% foi encontrada na área de grande razão volumétrica de compressão 14:1 e grande atraso do fechamento da válvula de admissão de 50° para rotação de 3000rpm, resultando em uma redução de 3% do consumo específico de combustível.

FENG, R., LI, Y., YANG, J., FU, J., 2016, analisaram a conversão de um motor ciclo *Otto* para operar em ciclo *Atkinson*, atualizando a razão volumétrica de compressão de 10.5:1 para 13:1 respectivamente. Os perfis de abertura de admissão e exaustão foram projetados para atender os requisitos de operação no ciclo *Atkinson*. A atualização da razão volumétrica de compressão para 13:1 proporcionou um ganho de 50% na energia cinética turbulenta. Os experimentos demonstraram uma redução no consumo específico de combustível no eixo de 6.4%.

MIKLANEK, L., VITEK, O., GOTFRYD, O. AND KLIR, V., 2012 investigaram a utilização do ciclo *Atkinson* modificado com fechamento tardio da válvula de admissão (LIVC) e do ciclo *Miller* com um fechamento antecipado da válvula de admissão (EIVC) bastante acentuado. Uma vez que a aplicação desses ciclos é normalmente acompanhada de uma diminuição da temperatura da mistura no cilindro e da redução das velocidades de queima, muitas vezes influenciando negativamente a eficiência indicada, os autores avaliaram também a influência do aquecimento da mistura no coletor de admissão. Foram realizadas simulações para o estudo de ambos os ciclos com e sem o aquecimento da mistura. Operando com o Ciclo *Atkinson* foi evidenciada uma queda de temperatura no cilindro, que é menor quando utilizado o aquecimento da mistura. Os autores concluíram que o ganho de eficiência diminui com o aumento da rotação, o que pode ser atribuído ao aumento das perdas por bombeamento, as quais ocorrem devido ao menor tempo para a ocorrência de fluxo reverso durante o início da compressão. Com relação ao Ciclo *Miller*, apesar do fechamento adiantado

das válvulas de admissão diminuir o trabalho de bombeamento, o curto espaço de tempo em que as válvulas ficam abertas impossibilitou o enchimento ideal do cilindro e o alcance do valor de BMEP esperado. Os autores concluíram que a eficiência em cargas parciais aumenta com a utilização dos ciclos Atkinson e Miller, principalmente devido ao menor trabalho de bombeamento. O aquecimento da mistura também melhora a eficiência térmica. Ao aumentar a eficiência de combustão, a influência positiva do ciclo Atkinson é reduzida ao aumentar-se a velocidade de rotação; o ciclo Atkinson 105 (IVC=105° CA DPMI) apresentou o melhor desempenho, com uma melhoria de 3.8% na eficiência térmica para 1700 rpm sem aquecimento da mistura e 4.4% para 1700 rpm com aquecimento da mistura; para a rotação de 2900 rpm, esses ganhos se reduzem pela metade; a utilização do ciclo Miller sem turboalimentação pode aumentar a eficiência em cargas parciais. Diferentemente do Atkinson, a redução do trabalho de bombeamento se mantém mesmo com o aumento da rotação; contudo, as cargas desejadas não podem ser alcançadas devido ao encurtamento da admissão; o ciclo Miller 60 (IVC=60°CA APMI) apresentou o melhor desempenho, nesse caso não houve limitação de BMEP e obteve-se um ganho de eficiência térmica de 6% sem aquecimento e de 7% com aquecimento da mistura no coletor de admissão.

FONTANA, G.; GALLONI, E., 2009, estudaram um sistema continuamente variável do diagrama de válvulas com foco no melhoramento do consumo de combustível em um motor de ignição por centelha. Os autores abordaram a eficiência térmica como um dos principais parâmetros responsáveis pelo consumo de combustível em motores. O uso do CVVT pode reduzir significativamente essas perdas por bombeamento. Nesse trabalho, o uso do CVVT é mais voltado para o controle de carga e geração de EGR, ao invés de apenas otimizar a eficiência volumétrica. Dessa forma, o sistema de variação contínua do ângulo do eixo dos came é usado principalmente para atrasar o fechamento da válvula de descarga e a abertura da válvula de admissão em 15°, mantendo-se o mesmo cruzamento de válvulas, o que causa um intenso fluxo reverso no fechamento da válvula de admissão (ciclo reverso de Miller) e um grande retorno dos gases de exaustão para o cilindro (EGR interno). Para esse estudo foi simulado numericamente um pequeno motor de ignição por centelha, com 2 válvulas por cilindro e injeção indireta de combustível.

Para operações variando a carga de 2 - 10 bar de BMEP, os autores obtiveram reduções na ordem de 8% no consumo específico de combustível com o CVVT.

CLEARY D., SILVAS G., 2007, estudaram experimentalmente os potenciais benefícios de redução de consumo de combustível operando em baixas rotações, pressão de admissão média baixa, sem a utilização de válvula borboleta aceleradora. Os testes foram conduzidos em um motor monocilindro dotado de um sistema variável de eventos de válvula na admissão e exaustão capaz de variar o evento de abertura das válvulas de admissão de 0° - 60° DPMS, duração de admissão 54° - 226° e máxima abertura de 0.75 - 4.5mm. O autor estudou cindo diferentes perfis de abertura de válvula de admissão com diferentes momentos de abertura, e obteve 8% de redução de consumo de combustível com um perfil de abertura de válvulas em 0° DPMS, duração de admissão de 85° e máxima abertura em 4.5mm. Para este mesmo perfil foi encontrado uma redução de 45% no trabalho total de bombeamento quando comparado ao motor de referência. O autor justifica a redução a eficiência de conversão de combustível em 1% pelo aumento da taxa de combustão, em que o intervalo de queima de 10-75% MFB aumentou de 17° para 21°. As emissões de HC foram 25% maiores e as de NOx 25% menores quando comparadas ao motor de referência com duração total de admissão.

A Tabela 5 apresenta de forma sintética os ganhos obtidos pela comunidade científica sobre o tema sistemas de controle do diagrama de válvulas.

Tabela 5 – Trabalhos científicos sistemas de controle do diagrama de válvulas

Autores	Título	Revista / Congresso / Ano	Ganhos
OSBORNE, Richard et al.	A Miller Cycle Engine without Compromise - The Magma Concept	SAE Technical Paper, 2017.	16.4% de redução de consumo de combustível no ciclo FTP75
WANG, Y; ZU, B; WANG, Z; LIU J.	Performance analysis of a Miller cycle engine by an indirect analysis method with sparking and knock consideration.	Energy Conversion and Management, 2016.	3% de redução de consumo de combustível.
FENG, R., LI, Y., YANG, J., FU, J.	Investigations of Atkinson Cycle Converted from Conventional Otto Cycle Gasoline Engine	SAE Technical Paper, 2016.	6.4% de redução de consumo de combustível.
MIKLANEK, L., VITEK, O., GOTFRYD, O. AND KLIR, V.	Study of Unconventional Cycles (Atkinson and Miller) with Mixture Heating as a Means for the Fuel Economy Improvement of a Throttled SI Engine at Part Load	SAE Technical Paper, 2012.	7% de eficiência térmica.
FONTANA, G.; GALLONI, E.	Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine.	Applied Energy, 2009.	6.4% de redução de consumo de combustível.
CLEARY D., SILVAS G	Unthrottled Engine Operation with Variable Intake Valve Lift, Duration, and Timing	SAE Technical Paper, 2007.	8% de redução de consumo de combustível.

Fonte: Próprio autor

2.7.6. Efeitos da injeção de água

ROHIT, A., SATPATHY, S., CHOI, J., HOARD, J. et al, 2017, examinaram o uso de injeção de água para estender o limite de detonação em motores de ignição por centelha e seus efeitos potenciais no desempenho e nas emissões de poluentes. Os autores comentam que as principais consequências do *downsizing* são os altos níveis de pressão no cilindro e o alto carregamento térmico, o que resulta em maior possibilidade de fenômenos de combustão anormais, como a detonação. A tecnologia da EGR mostrou-se vantajosa para motores de alta razão volumétrica de compressão, entretanto é necessária uma forma mais eficaz de reduzir a temperatura do gás no cilindro para mitigar a detonação. A injeção de água é uma alternativa para substituir ou complementar as técnicas existentes de mitigação de detonação pois, em virtude de seu elevado calor latente de vaporização, reduz as temperaturas na zona não queimada ao final da combustão e também a tendência de autoignição. A água adicionada também altera a proporção de calor específico da mistura e dilui ligeiramente a concentração de oxigênio. Essas mudanças reduzem muito a tendência

de detonação, além de reduzir as emissões de NOx. Outros estudos citados pelos autores sugerem que a injeção de água nos motores GDI reduz o NOx, mas aumenta as emissões de THC e tem efeitos mínimos nas emissões de CO e CO₂. Verificaram que uma razão água-combustível unitária é capaz de reduzir as emissões de óxido nítrico em até 60%. Comentam também que um estudo com um veículo da BMW mostrou que é possível se atingir até 4% de melhoria de consumo de combustível no ciclo de homologação (NEDC) com injeção de água e razão volumétrica de compressão elevada. Por fim, os autores concluem que ainda há limitações na injeção de água. Neste sentido, apesar dos benefícios da injeção de água, ela pode prejudicar a combustão, sendo agente deteriorante para a velocidade de propagação da chama. Além disso, as emissões de HC são elevadas com a injeção de água. Porém, se esta estratégia for cuidadosamente implementada, ela pode proporcionar economia de combustível, juntamente com a extensão do limite da detonação. Os autores também chamam a atenção ao fato do uso industrial desta tecnologia, que necessitaria incluir o desenvolvimento de uma estratégia de diagnóstico a bordo eficaz (OBD), que garanta um nível mínimo de água de qualidade adequada, sendo que em situações extremas o sistema de controle deverá optar por estratégias convencionais de atenuação da detonação. Outras limitações incluem a necessidade de um reservatório de água separado e sistemas anti-congelantes em condições ambientais extremas.

IACOBACCI, A., MARCHITTO, L. E VALENTINO, G., 2017 estudaram os potenciais benefícios relativos ao ganho desempenho e redução de emissões de poluentes por meio da injeção indireta de água em um motor *downsizing* sobrealimentado possuindo um sistema de variação de enquadramento das válvulas da admissão (VVT) e injeção indireta de combustível. De forma geral os autores mencionam que a água mitigou a ocorrência de detonação permitindo a otimização do avanço de ignição, resultando assim num aumento de até 7,3% de IMEP em regimes de rotação inferiores a 3500rpm e 3% em rotações mais elevadas em relação ao caso sem injeção de água. Houve redução de 25 – 50°C de temperatura dos gases na entrada da turbina nas rotações de 3500 – 4500rpm. A adição de água levou a um aumento de 28% nas emissões de HC em comparação ao caso de referência, devido à redução da temperatura de combustão. As emissões de NOx foram ligeiramente reduzidas em cerca de 3% pela injeção de água na condição de 3500rpm. Entretanto, de 4000 – 4500rpm, o aumento na fração de massa de água gerou redução de 47%

de NOx. Maiores frações de massa de água estenderam o intervalo de queima e reduziram ligeiramente a eficiência de combustão, que foi recuperada devido à otimização do avanço de ignição.

WORM, J., NABER, J., DUNCAN, J., BARROS, S. et al., 2017, comentam que a utilização dos motores *downsizing* tem sido uma opção interessante para a redução do consumo de combustível, baseando-se principalmente na redução das perdas por bombeamento e sendo realizada, em geral, em conjunto com a turboalimentação. Contudo, esse aumento das pressões internas é limitado pelo fenômeno da detonação. Sendo assim, os autores propuseram neste trabalho o estudo da utilização da injeção de água, a qual, teoricamente, seria capaz de reduzir as temperaturas internas e agir como um agente diluidor semelhante ao EGR, diminuindo a probabilidade de ocorrência de detonação e possibilitando o uso de cargas mais elevadas e maiores pressões. Os testes foram realizados em um motor de 2L, turbo, DI, DIVVT, com três combustíveis (91 AKI, 87 AKI, 110 AKI) e para uma faixa de rotação entre 2000 e 5000 rpm. O combustível 110 AKI possui uma alta octanagem e nos testes ficou quase totalmente dentro da faixa de MBT. Os testes com o combustível 87 AKI (de menor octanagem) se aproximam dos valores obtidos com o combustível 110 AKI apenas quando é usada a injeção de água. O modelo padrão (*baseline*) é o combustível 91 AKI. A partir dos resultados obtidos pelos autores, podem ser resumidas as seguintes conclusões: a utilização da injeção de água aumenta as eficiências térmicas em plena carga; a comparação dos resultados dos testes com o combustível 87 AKI e o modelo padrão (*baseline*) com 91 AKI mostrou aumentos de eficiência térmica de 34% a 3000 rpm e 32% a 4000 rpm; quando comparado ao modelo padrão (*baseline*), o qual utiliza mistura enriquecida, o teste com 87 AKI e lambda 1.0 alcançou aumentos de NIMEP de 5% a 3000 RPM e 7% a 4000 RPM; a redução das temperaturas dos gases de exaustão foi de 200°C na faixa de rotação de 2000 a 4000 rpm; os ensaios mostraram a necessidade de grandes quantidades de água injetada. Desta forma, um modo possível de contornar essa situação seria utilizar injetores de melhor atomização e maiores vazões.

W. Mingrui, et al., 2016, realizaram simulações numéricas para analisar o efeito da injeção de água no desempenho e nas emissões de um motor com injeção direta de gasolina. O objetivo principal foi determinar a melhor razão em massa de água/combustível para obter o melhor desempenho e controle de emissões de poluentes.

Além disso, a água foi utilizada com o objetivo de ser um sorvedouro térmico para ajudar a controlar a temperatura de pico durante a combustão. Essa aplicação foi possibilitada pela injeção direta de água na câmara de combustão. O software AVL Fire foi utilizado para a simulação. Os efeitos de diferentes razões de injeção de água sobre o desempenho e as emissões do motor a gasolina foram investigados. Várias razões de massa de água foram injetadas diretamente no cilindro na última parte do processo de compressão. A razão ótima de água foi determinada como sendo 15% em termos de desempenho do motor e emissões (incluindo NO_x, CO₂, HC e fuligem). Os resultados foram comparados com os obtidos para o caso da gasolina (sem injeção de água). Verificou-se que a pressão média efetiva indicada durante a expansão aumentou, resultando em um aumento da potência. Da mesma forma, as emissões de NO_x foram reduzidas em 34,6%, em média. O efeito importante da injeção direta de água foi a redução da temperatura da mistura, como consequência direta da vaporização de água, o que resultou em uma grande diminuição na temperatura dentro do cilindro nos últimos estágios da compressão. A injeção de água permitiu mitigar a detonação, em virtude da redução da temperatura da câmara de combustão, permitindo a utilização de maiores razões volumétricas de compressão para melhorar o desempenho do motor, ou de combustíveis com menor número de octanas (mais baratos). Os autores ressaltam que a injeção de água é uma maneira simples, mas eficiente, de reduzir a tendência de ocorrência de eventos de detonação em motores sobrealimentados, já que é possível reduzir a temperatura dos gases de admissão que fora elevada em virtude da compressão na turbina. Os autores deixam claro que a injeção de água não só melhora a potência de um motor, como também melhora a economia de combustível.

BOSSA, Fabio et al, 2016, investigaram numérica e experimentalmente a utilização da injeção de água nos pórticos de admissão, como uma possível forma de substituir a utilização de misturas enriquecidas e combustões atrasadas típicas dos motores *downsizing* sobrealimentados com objetivo de supressão do fenômeno de detonação. Os ensaios experimentais foram realizados em um motor de ignição por centelha sobrealimentado, operando em uma rotação de 2100rpm em 20bar de BMEP e 5500rpm em 15bar de BMEP. Além disso, eles também realizaram simulações utilizando o programa GT-Power de modo a melhor descrever os fenômenos envolvidos. A utilização da injeção de água possibilitou uma redução considerável do

consumo de combustível, sendo que na condição de 20 bar de BMEP, essa redução chegou a 20%. As principais conclusões a que eles chegaram podem ser resumidas a seguir: pequenas quantidades de água injetadas de até 0.17 de razão água/combustível permitiram a supressão da ocorrência de detonação; a injeção de água eliminou a necessidade de enriquecimento da mistura em cargas elevadas e reduziu a temperaturas de entrada da turbina em 150K; a injeção de água permitiu ganhos nos valores de consumo específico de combustível (BSFC), devido principalmente à otimização do avanço de ignição e à eliminação da necessidade de enriquecimento da mistura; os ganhos de BSFC foram mais relevantes em cargas mais elevadas, com reduções da ordem de 15 a 20%.

A Tabela 6 apresenta de forma sintética os ganhos obtidos pela comunidade científica sobre o tema injeção de água.

Tabela 6 – Trabalhos científicos injeção de água

<i>Autores</i>	<i>Título</i>	<i>Revista / Congresso / Ano</i>	<i>Ganhos</i>
Rohit, A., Satpathy, S., Choi, J., Hoard, J. et al.	Literature Survey of Water Injection Benefits on Boosted Spark Ignited Engines	SAE Technical Paper, 2017.	~4% de consumo de combustível no ciclo NEDC
IACOBACCI, A., MARCHITTO, L. E VALENTINO, G.	Water Injection to Enhance Performance and Emissions of a Turbocharged Gasoline Engine under High Load Condition	SAE Technical Paper, 2017.	7,3% de ganho no IMEP. 47% de redução de NOx
Worm, J., Naber, J., Duncan, J., Barros, S. et al.	Water Injection as an Enabler for Increased Efficiency at High-Load in a Direct Injected, Boosted, SI Engine	SAE Technical Paper, 2017.	34% de eficiência térmica relativo
W. Mingrui, et al.	Water injection for higher engine performance and lower emissions	Journal of the Energy Institute, 2016.	34.6% de redução de NOx
BOSSA, Fabio et al	Potentials of cooled EGR and water injection for knock resistance and fuel consumption improvements of gasoline engines.	Applied Energy, 2016.	20% de redução de consumo de combustível. 150K de redução da temperatura de escape.

Fonte: Próprio autor

2.8. Considerações Finais

Como pode ser constatado através da revisão bibliográfica realizada, os trabalhos científicos analisados apontam, em geral, ganhos de eficiência térmica de até 8% considerando somente a variação da relação geométrica de compressão. Foi possível constatar, pelos diversos artigos e pela aplicação da termodinâmica descrita no capítulo, que os ganhos de eficiência de conversão do combustível em cargas baixas e parciais, por meio da variação da relação volumétrica de compressão, são relativamente bem maiores que em cargas elevadas. Com isso é possível adicionar um considerável aumento da relação volumétrica de compressão sem atingir o limite imposto pelas propriedades de cada combustível nestas condições de baixas cargas, principalmente à gasolina que tolera menor valor de relação volumétrica de compressão que o etanol. Já em cargas elevadas de operação, a eficiência térmica é bem maior e a pressão e temperatura dos gases na câmara de combustão são bem maiores, fato que não possibilita um incremento considerável na relação volumétrica de compressão. Além disso, geralmente a relação volumétrica de compressão é definida em função da operação em cargas elevadas. Por essa análise fica fácil entender que com sistemas de relação volumétrica de compressão variável (VCR) se proporciona ganhos maiores em cargas parciais e baixas do que em altas cargas. Contudo, um sistema de relação volumétrica de compressão variável permite a otimização desse parâmetro em todo o mapa de operação de um motor de combustão interna. Como mencionado no início dessa revisão, a combinação dessa tecnologia com outras disponíveis pode constituir a chave para se atingir ganhos de eficiência de conversão do combustível extremamente elevados e satisfatórios, bem superiores a 10%. Algumas dessas tecnologias foram estudadas nesta revisão e podem ser aqui mencionadas, tais como, a adoção de injeção direta de combustível e controle da mistura, o controle da indução da estrutura de fluxo do ar com consequente geração de intensidade de turbulência e controle da formação de mistura, a utilização de EGR interna e EGR externa resfriada, o controle da troca de gases no cilindro por meio de um variador de fase contínuo que permite a adoção de ciclo Miller dentre outros, e a adoção de injeção direta ou indireta de água para suprimir o fenômeno de detonação. Muitas dessas tecnologias são utilizadas em conjunto com o objetivo de aumentar a redução de consumo de combustível e a redução das emissões de poluentes.

É fundamental entender que o aumento de eficiência de conversão de combustível obtido pela combinação de mais de uma tecnologia, não será necessariamente igual ao ganho individual conseguido com cada uma delas. Isso ocorre devido ao grande número de variáveis que afetam o processo de combustão, e que na maioria das vezes estão interligadas com a alteração imposta por essas tecnologias conjuntamente. A combinação entre a relação volumétrica de compressão e o controle de EGR mostrou-se extremamente eficaz para ampliação dos ganhos de eficiência no mapa de um motor. Como mostrado, a EGR interna (quente) conseguida através de um CVVT reduz sobremaneira a variabilidade cíclica em cargas parciais dando estabilidade ao motor e reduzindo consideravelmente as emissões de NOx e o consumo, através da redução das perdas por bombeamento (*de-throttling*). Já em cargas elevadas, a combinação da EGR resfriada ou injeção de água com a turboalimentação pode dar ganhos ainda bem maiores pela redução da temperatura da câmara de combustão e pela eliminação da detonação e/ou da pré-ignição. Deve-se observar que a EGR tem o comportamento inverso da relação volumétrica de compressão no mapa de calibração do motor, ou seja, em baixas cargas e em cargas parciais os ganhos de eficiência com a EGR interna são menores, mas em cargas altas os ganhos de eficiência com a EGR externa resfriada podem ser substancialmente maiores. Dessa forma, fica claro que a combinação de ambas as tecnologias com a relação volumétrica de compressão variável pode significar ganhos de eficiência extremamente elevados para o motor. O controle da estrutura do fluxo gerado no cilindro adicionado ao controle de EGR geraria ainda ganhos de eficiência bem maiores, que podem chegar a 20% se combinados com a relação volumétrica de compressão variável. Isso se deve ao fato que o aumento do índice de turbulência gerado no cilindro por meio do controle do fluxo compensaria a redução da velocidade de propagação de chama, que normalmente ocorre com a indução de EGR. A adoção de injeção direta da ainda um controle muito mais preciso da quantidade de combustível que participa da combustão em cada ciclo e com isso reduz substancialmente a variabilidade cíclica do motor, fato esse que aumenta a eficiência de conversão de combustível. Além disso, a adoção de injeção direta permite a utilização de misturas pobres e a estratificação da mistura, com potencial de aumentar significativamente a eficiência. A utilização puramente de um sistema de injeção direta do tipo *wall-guided* permite um ganho adicional de cerca de 3 a 4% na eficiência de

conversão, de acordo com a literatura, em relação a um sistema PFI. Já um sistema de injeção do tipo *air-guided* permite ainda ganhos maiores da ordem de 6% pelo melhor controle do combustível evaporado. O sistema de injeção direta do tipo *spray-guided* é o que possibilita os maiores ganhos de eficiência e ainda a maior capacidade de estratificação da mistura, podendo atingir cerca de 9% de aumento de eficiência em relação ao sistema PFI. Contudo, esses ganhos podem ser bastante ampliados se combinadas essas tecnologias

Os ciclos Atkinson e Miller estudados pela literatura apresentada neste documento são extrapolações dos ciclos Atkinson e Miller inicialmente concebidos. Utiliza-se tecnologias de variação dos comandos de válvulas para se atingir condições de razão efetiva de expansão/compressão maior que a razão de deslocamento volumétrico. Da mesma forma, nota-se que não há uma definição nítida de quando se trabalha com Atkinson ou Miller, muitas vezes sendo relacionado ao EIVC e LIVC, ou até mesmo à combinação com sobrealimentação. Ocasionalmente, os motores com fechamento atrasado das válvulas de admissão são chamados de motores de ciclo Atkinson. Portanto, rotular alguns motores como de ciclo Atkinson ou de ciclo Miller acaba sendo completamente arbitrário. Neste sentido, as considerações apresentadas são relatadas em função dos estudos da literatura, sem se adentrar na diferenciação de Atkinson e Miller, sendo, portanto, considerados ciclos não convencionais, com objetivo de se reduzir a razão efetiva de compressão, possibilitando, conseqüentemente, uma elevação do trabalho de expansão, sendo traduzido também em menores temperaturas no final da compressão e permitindo aplicação de carga parcial quase sem a necessidade da válvula borboleta aceleradora, refletindo em uma redução geral no trabalho de bombeamento.

Desta forma, a redução de eficiência volumétrica gerada pelo retorno da mistura ao coletor de admissão, realizada pela adoção do ciclo Atkinson, ou o fechamento precoce da válvula de admissão realizado durante a operação em ciclo Miller, devem ser inferiores aos ganhos gerados pela redução do trabalho de bombeamento do fluido. Fica claro que tais ciclos podem ser utilizados de forma eficiente apenas em cargas parciais onde o trabalho de bombeamento pode ser reduzido abrindo-se a borboleta aceleradora (*de-throttling*). Como pode ser constatado através da revisão bibliográfica apenas um estudo apontou ganhos de eficiência de conversão de combustível da ordem de 15% com a utilização do ciclo

Atkinson e Miller em cargas parciais. Os demais trabalhos apontam, em geral, ganhos de eficiência de até 10% em cargas parciais. Verifica-se pela revisão bibliográfica que a natureza de aplicação dos ciclos não convencionais através da variação do comando de válvulas, implica necessariamente em uma menor capacidade de aspiração de mistura ar-combustível, reduzindo a eficiência volumétrica que é compensada pelos ganhos ainda maiores da eficiência de conversão do combustível no eixo do motor através da redução drástica das perdas por bombeamento.

A literatura indica que a injeção de água nos motores de combustão interna afeta praticamente todos os parâmetros de desempenho e de emissões do motor. O torque, a eficiência térmica, a eficiência de conversão do combustível, a temperatura do ar de admissão, a temperatura dos gases de escapamento, a temperatura adiabática de chama, a duração da combustão e a condição em que o fenômeno da detonação ocorre são afetados com a utilização de injeção de água no motor. A modificação destes parâmetros é responsável também pela redução ou aumento da emissão dos produtos da combustão. De uma forma geral os trabalhos da literatura mostram uma redução drástica dos óxidos de nitrogênio e um aumento dos hidrocarbonetos totais com a injeção de água no motor. Segundo a literatura, os outros gases como CO e CO₂ sofrem pequenas alterações. Praticamente todos os trabalhos da literatura analisados indicam uma quantidade de água ótima, onde o torque e a eficiência energética são maiores, sendo dado este valor da quantidade de água em função da quantidade de combustível injetado. Geralmente esta proporção ótima de água em relação ao combustível está entre 15 a 25%, para cujos valores se obtém ganhos de torque em torno de 5% e redução das emissões de NO_x em torno dos 35%. Com relação ao fenômeno da detonação, todos os trabalhos apontam para uma extensão do limite da detonação, ou seja, é possível se trabalhar em condições que naturalmente são mais propícias à detonação, quando se faz uso da injeção de água, sendo que a mitigação desse fenômeno permite explorar os benefícios adicionais de outras tecnologias, como elevada razão volumétrica de compressão e sobrealimentação, bem como permite operar o motor em condições ótimas de avanço de ignição e lambda em uma região maior do mapa de operação.

A literatura aponta também que a injeção de água em motores pode ser realizada no pórtico de admissão ou diretamente no cilindro. A injeção de água no pórtico de admissão tem a vantagem de reduzir a temperatura do ar de entrada e

consequentemente o aumento da massa específica do ar de entrada. Como resultado se tem mais ar introduzido no cilindro à medida que se reduz a temperatura do ar e do combustível antes de iniciar a combustão. A injeção direta de água no cilindro, geralmente injetada durante a compressão da mistura, tem a desvantagem de não influenciar na massa específica e na temperatura do ar de admissão, mas é mais eficiente na redução da temperatura da mistura queimada e não queimada, aumentando a pressão de expansão, sem afetar a evolução da combustão, reduzindo as perdas de calor durante a expansão. Segundo a literatura, a melhor forma seria um sistema com um injetor de água no pórtilo, para diminuir a temperatura do ar de entrada, acoplado a um injetor direto de água no cilindro, que não afetaria a massa específica do ar de entrada, mas permitiria reduzir com maior intensidade as temperaturas durante a combustão, reduzindo ainda mais as perdas de calor e, consequentemente, aumentando a eficiência térmica do motor.

Neste sentido a tecnologia de injeção de água pode ser perfeitamente aplicada aos motores flexíveis brasileiros que utilizam etanol e gasolina, os quais são prejudicados pelo fato de ter uma razão volumétrica de compressão fixa, que é usualmente determinada pela gasolina ou, às vezes, uma razão intermediária, porém mais próxima da gasolina. Como é do conhecimento de todos, em qualquer um dos casos, a eficiência energética do motor é prejudicada, principalmente quando o combustível utilizado é o etanol, uma vez que a razão volumétrica de compressão mais baixa da gasolina impede a utilização das propriedades antidetonantes do etanol, que poderia suportar razões volumétricas de compressão maiores. Considerando a impossibilidade de utilizar atualmente um motor com razão volumétrica de compressão variável (VCR), a introdução da tecnologia de injeção de água no pórtilo de admissão nos motores com sistema de injeção PFI, seria uma solução eficiente para mitigar a detonação quando o motor estiver funcionando com gasolina e suas misturas com etanol. Neste caso, o motor *flex* teria a razão volumétrica de compressão otimizada para o etanol, sendo utilizada a injeção de água para mitigar a detonação quando utilizada a gasolina pura ou misturada com uma determinada percentagem de etanol.

A revisão bibliográfica mostra que é possível aproveitar todos os benefícios do uso da injeção de água na eliminação dos fenômenos de detonação nos motores *flex* brasileiros, principalmente quando o motor for abastecido com gasolina (E27) e suas

misturas, de forma a otimizar o uso dos dois combustíveis. Finalmente, é importante salientar que essa tecnologia, segundo a revisão bibliográfica, ainda permitiria a redução de alguns poluentes gasosos da gasolina, principalmente os óxidos de nitrogênio, prejudiciais à saúde humana, e o dióxido de carbono, através da redução de consumo de combustível, prejudicial ao globo terrestre.

Concluindo, a combinação de tecnologias é sem dúvida a chave que pode culminar em novos produtos para o mercado, que possibilitem a otimização e ampliação no mapa do motor e o aumento da eficiência de conversão de combustível para veículos *flexfuel*. Observa-se ainda, que o estudo dessas tecnologias pode ser dividido em função do custo de implementação e do potencial de ganho de eficiência. Dessa forma, podem-se definir os pacotes mais promissores para o mercado nacional.

3. METODOLOGIA

Este capítulo tem a finalidade de descrever de forma detalhada as etapas e os procedimentos adotados no desenvolvimento do trabalho, desde a especificação do motor até a realização dos testes em banco de prova de motores. Resumidamente, os procedimentos se orientam pela escolha e preparação do motor, projeto e fabricação de novos componentes, preparação dos combustíveis e sistemas de injeção, instrumentação utilizada, método de cálculo das incertezas de medição, montagem em bancada de provas, metodologia de ensaios e calibração e análise dos parâmetros de interesse.

3.1. Especificação do motor

Para a elaboração deste trabalho foi utilizado um motor monocilindro de pesquisa - SCRE (*single cylinder research engine*) de quatro tempos, ignição por centelha, equipado com sistema de injeção direta (DI – *Direct Injection – wall guided*) e indireta (PFI – *Port Fuel Injection*). O cabeçote possui duas válvulas de admissão e duas válvulas de exaustão. A estrutura de fluxo possui coeficiente de *swirl* inferior ao de *tumble*, segundo simulações numéricas e experimentos realizados previamente, (COSTA, 2017). O motor possui mecanismos para variação da relação volumétrica de compressão. A Tabela 7 sumariza as especificações do motor.

Tabela 7 – Especificações do motor

Modelo	AVL 5495
Tipo	Monocilindro
Diâmetro	82 mm
Curso	86 mm
Comprimento da biela	144 mm
Razão volumétrica de compressão original	6:1 – 15:1
Volume deslocado	454,16 cm ³
Número de válvulas	4
Tipo de injeção	DI - PFI

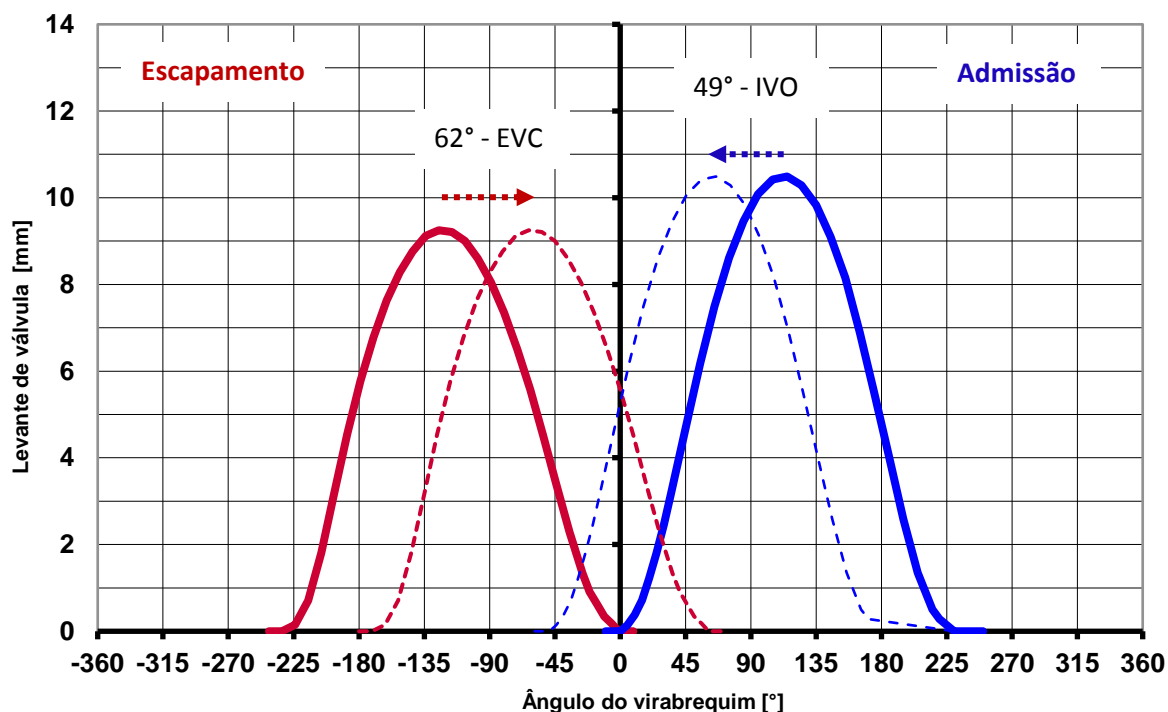
Fonte: Próprio autor

O motor também possui um sistema de variação mecânica nos eventos de abertura e fechamento das válvulas, por meio da fixação das polias graduadas do eixo

de comando na montagem do motor. A Figura 17 apresenta as duas estratégias de variação do comando de válvulas do motor utilizadas nos ensaios para estudo de retenção de gás queimado, com duração do comando de admissão de 220° e escapamento 236° .

A recirculação de gás de escapamento pode ser obtida de forma interna ou externamente, sendo que neste trabalho foram analisadas duas diferentes estratégias para aprisionar o gás queimado na câmara de combustão. A primeira opção foi atrasar o fechamento da válvula de escapamento. Dessa forma, o tempo de admissão ocorreu com a válvula de escape ainda aberta, fazendo com que uma porção da mistura queimada retornasse à câmara de combustão. A segunda opção foi adiantar a abertura da válvula de admissão. Assim, ao final do tempo de escapamento a válvula de admissão foi aberta, permitindo que uma parcela do gás queimado adentrasse os dutos de admissão e retornasse ao interior da câmara de combustão após o término da exaustão.

Figura 17 – Diagrama de válvulas do motor



Fonte: Próprio autor

Essas duas estratégias foram avaliadas com diferentes posicionamentos do diagrama de válvulas e estabelecidas em função da limitação do toque de válvulas

para a razão volumétrica de compressão de 15:1. A representação de ambas está apresentada na Tabela 8. A configuração de IVO (*Intake Valve Opening*) em 0° e EVC (*Exhaust Valve Closing*) em 0° é considerada padrão, ou seja, utilizada nos ensaios como referência de câmara limpa.

Tabela 8 – Configurações dos comandos de admissão e escapamento para ensaios de maximização do iEGR

<i>Atraso no fechamento da válvula de escapamento</i>		<i>Adiantamento na abertura da válvula de admissão</i>	
IVO	EVC	IVO	EVC
0°	17°	18°	0°
0°	32°	34°	0°
0°	47°	49°	0°
0°	62°	-	-

Fonte: Próprio autor

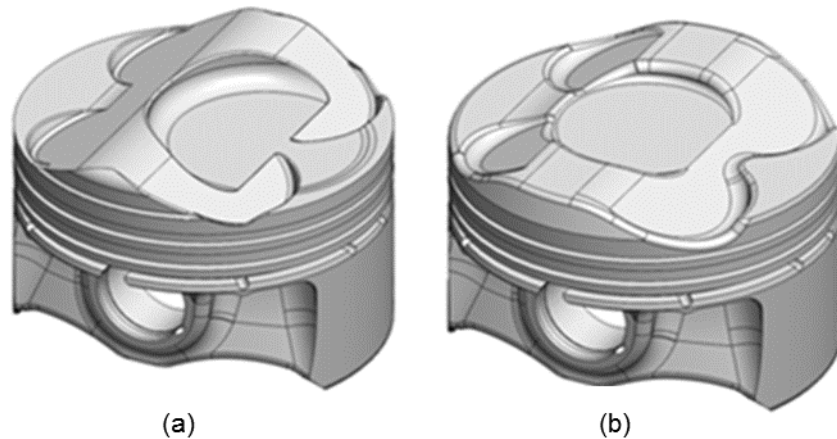
3.2. Projeto de componentes e preparação do motor

Para a realização dos ensaios houve a necessidade de preparação do motor SCRE com novos componentes, cujos projetos, fabricação, montagem e preparação são apresentados nesta seção.

3.2.1. Projeto do novo pistão

Baseando-se na literatura detalhada neste trabalho, foi constatada a necessidade de aumentar a relação volumétrica de compressão do motor, originalmente projetado para operação limite com 11,5:1. Assim, com o intuito de avaliá-la para os dois sistemas de injeção e os combustíveis gasolina (E27) e etanol hidratado (E100), dois novos pistões foram projetados para atingir razões volumétricas de compressão maiores, de até 15:1, a partir do modelo matemático do pistão original. Para isso, foram respeitados os limites físicos de interferência com as válvulas, considerando o volume ocupado pela protrusão da vela de ignição e a distância livre entre o topo do pistão e a face inferior do cabeçote, próximo à região de *squish*. Os modelos matemáticos dos pistões são mostrados na Figura 18 (a) DI e (b) PFI.

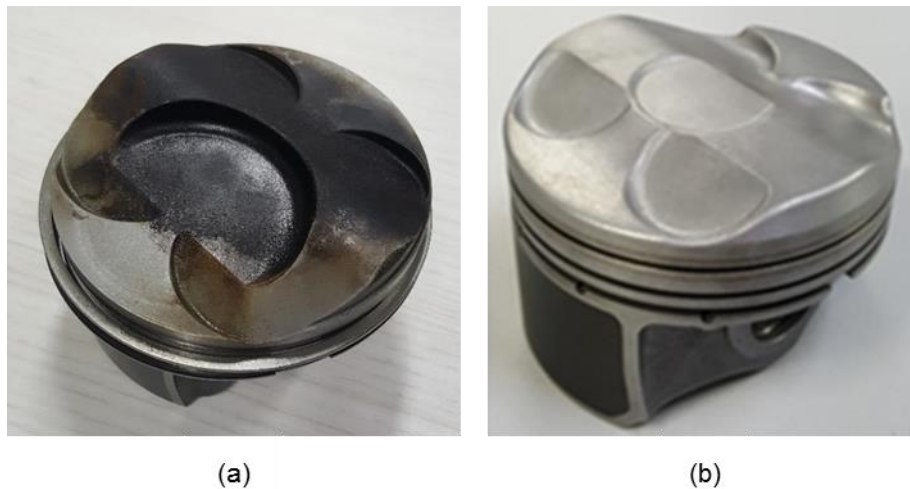
Figura 18 – Modelo matemático pistões



Fonte: Próprio autor

Com o projeto detalhado foi realizada a fabricação dos pistões, cuja fotografia é exibida na Figura 19.

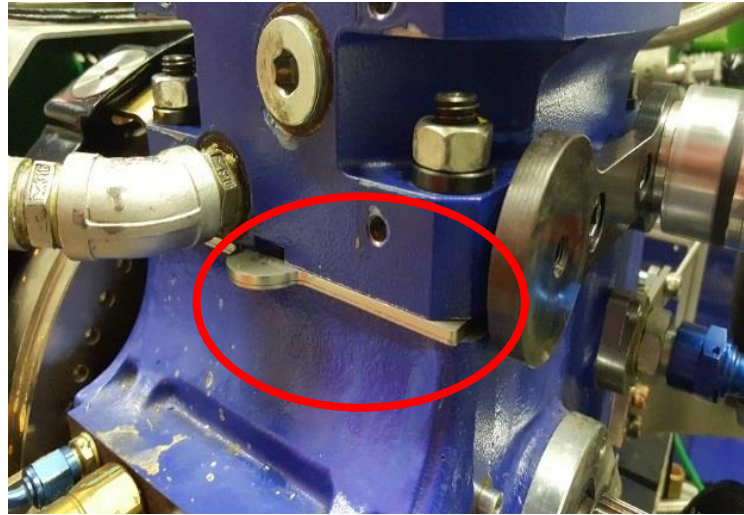
Figura 19 – Fotografias dos novos pistões fabricados



Fonte: Próprio autor

A variação da razão volumétrica de compressão com os novos pistões foi obtida tanto pelo acréscimo de volume na coroa dos pistões, como pela variação mecânica no SCRE. Nesta, foram introduzidas juntas metálicas de diferentes espessuras no centro do bloco motor que, por ser bipartido, altera a distância entre o cabeçote e o eixo do colo central do virabrequim, como mostrado na Figura 20.

Figura 20 – Juntas metálicas no bloco do motor para variação da RC



Fonte: Próprio autor

3.2.2. Processo de medição da razão volumétrica de compressão

O procedimento para avaliação da razão volumétrica de compressão real é apresentado a seguir. Devido à alta complexidade da topologia dos pistões, que apresenta algumas regiões acima da face do bloco e outras abaixo, conforme mostrado na Figura 21, foi necessário quantificar o volume líquido reduzido da câmara de combustão. O procedimento foi realizado para os dois modelos de pistão, DI e PFI.

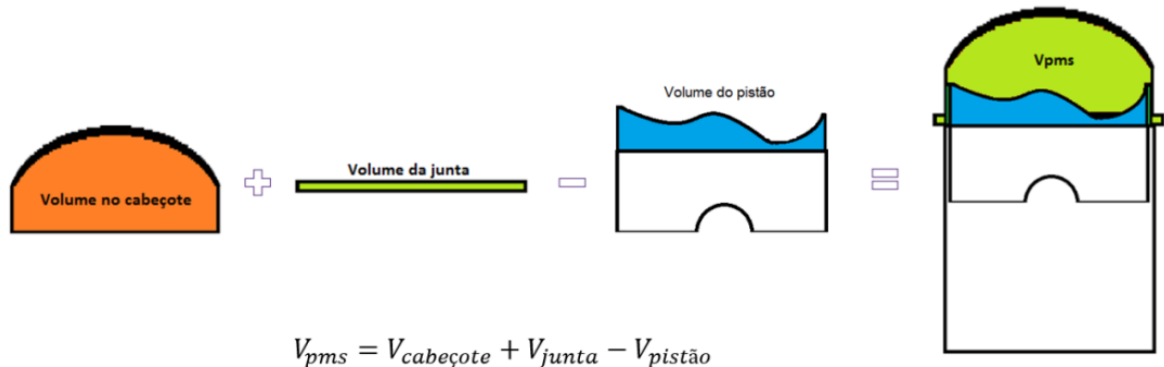
Figura 21 – Pistão no PMS para análise de regiões acima e abaixo do bloco



Fonte: Próprio autor

O processo de avaliação experimental da razão volumétrica de compressão consistiu em medir os volumes apresentados na Figura 22 e, a partir do volume disponível com o pistão no PMS, calcular a razão volumétrica de compressão.

Figura 22 – Volume da câmara de combustão com o pistão no PMS



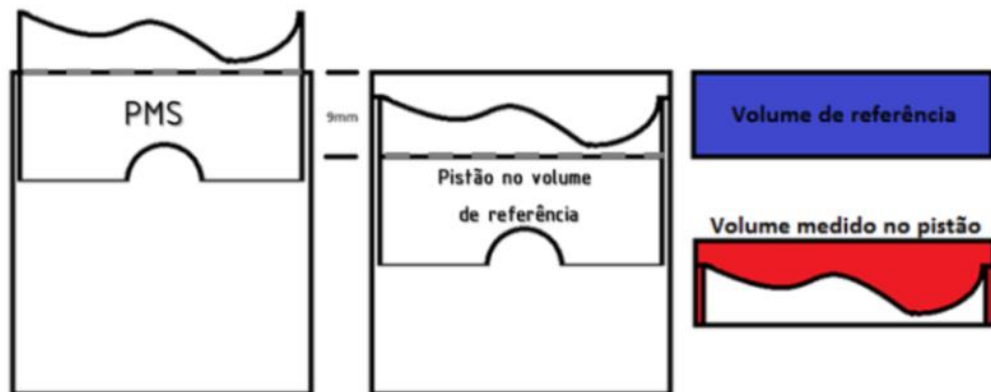
Fonte: Próprio autor

Os volumes ilustrados na Figura 22 foram avaliados a partir dos seguintes passos:

- 1) Devido à alta complexidade da topologia do cabeçote, adotou-se o seguinte procedimento:
 - Preencheu-se o volume existente no cabeçote com óleo e posteriormente aferiu-se o volume de óleo utilizado por meio de uma bureta graduada;
 - O volume de óleo utilizado é igual ao volume existente no cabeçote.
- 2) Devido à junta do cabeçote ser comprimida durante à montagem, adotou-se o seguinte procedimento:
 - Com o motor montado e devidamente torquado, conforme especificação técnica, mediu-se a altura ocupada pela junta do cabeçote por meio de um compasso de calibre de lâmina;
 - Com a altura devidamente medida, calculou-se o volume ocupado pela junta do cabeçote a partir do seu diâmetro de referência (ligeiramente superior ao do cilindro).
- 3) Devido à alta complexidade da topologia do pistão, foi utilizado o seguinte procedimento (Figura 23):

- Adotou-se um deslocamento de referência previamente conhecido por meio de um paquímetro de profundidade;
- Posicionou-se o pistão do PMS até o deslocamento de referência;
- Preencheu-se o volume obtido com óleo. Posteriormente foi feita sua aferição por meio de uma bureta graduada;
- Subtraiu-se o volume de óleo utilizado do volume de referência e encontrou-se o volume ocupado pelo pistão.

Figura 23 – Procedimento de medição do volume reduzido da câmara de combustão pelo pistão



Fonte: Próprio autor

O processo de avaliação e determinação experimental da razão volumétrica de compressão resultou em três valores de espessura total de junta metálica, como demonstrado na Tabela 8. Estes valores foram considerados reais, aceitáveis diante do projeto dos pistões e utilizados nos cálculos e análises dos dados.

Tabela 9 – Tabela de Espessura de Juntas

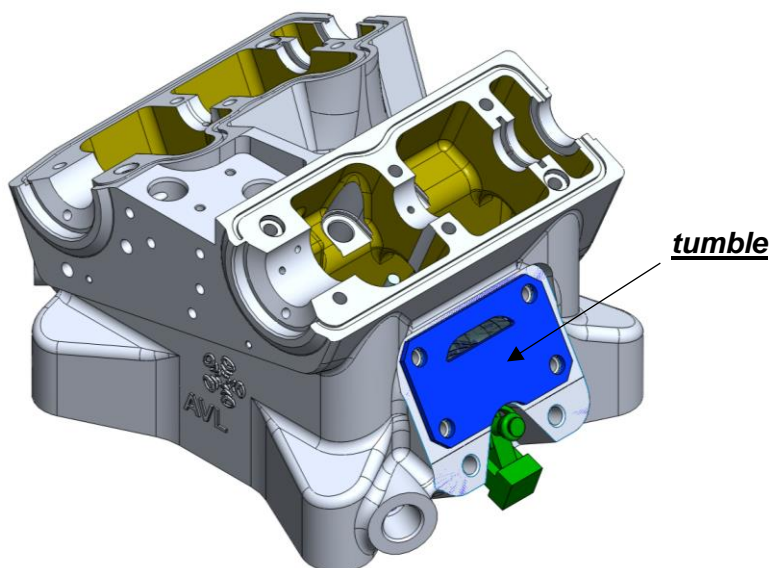
<i>Razão Volumétrica de Compressão</i>	<i>Espessuras Juntas Metálicas</i>	<i>Espessura Total</i>
11,5:1	(3+1+0,2)	4,2mm
13,0:1	(3+0,2)	3,2mm
15,0:1	(2+0,2)	2,2mm

Fonte: Próprio autor

3.2.3. Projeto e fabricação do mecanismo para alteração da estrutura de fluxo

A variação da estrutura de fluxo foi obtida através da instalação de anteparos no conduto de admissão. A Figura 24 ilustra o anteparo para geração de *tumble* que foi projetado e construído para ser instalado junto ao cabeçote do motor.

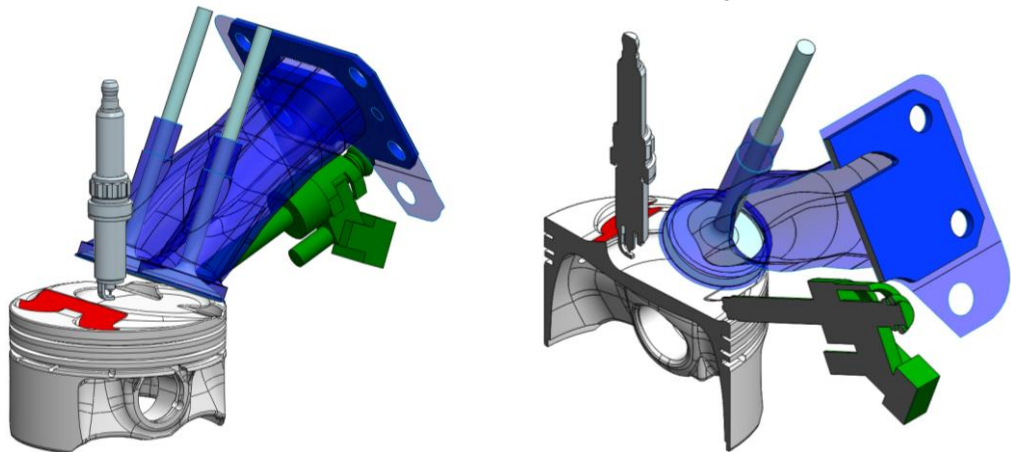
Figura 24 – Montagem do anteparo para *tumble* no Cabeçote do SCRE



Fonte: Próprio autor

A Figura 25 ilustra detalhadamente o posicionamento do anteparo, sendo nítido o direcionamento de fluxo obtido. Quando o gás passa pelo anteparo sua velocidade é elevada e o escoamento é posicionado para a região superior das válvulas. Esse efeito gerado no pórtico será transportado para um escoamento com predominância de *tumble* para o interior do cilindro. Naturalmente o SCRE foi projetado para gerar *tumble*, mas em baixas cargas e rotações acredita-se que o anteparo auxiliará na elevação do nível de turbulência.

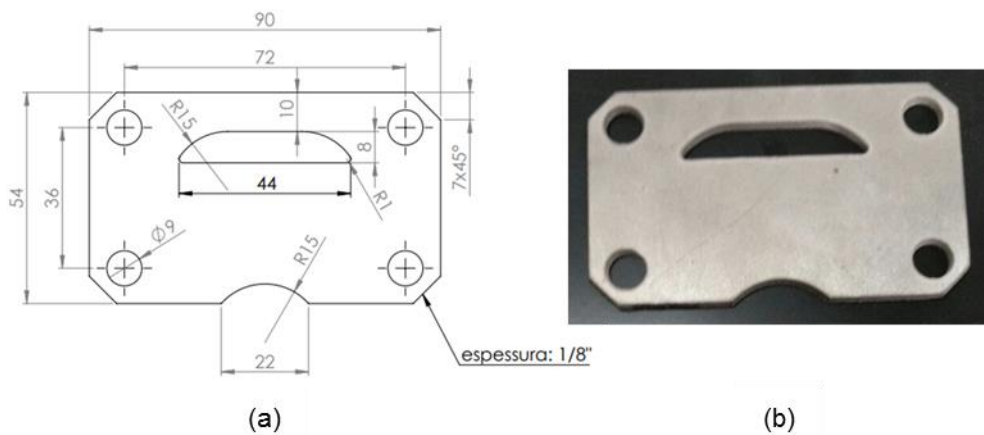
Figura 25 – Configuração do anteparo para geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

A Figura 26 (a) demonstra o desenho técnico do anteparo projetado para geração de *tumble* e a Figura 26 (b) demonstra a fotografia do anteparo fabricado.

Figura 26 – Projeto do anteparo para geração de *tumble*

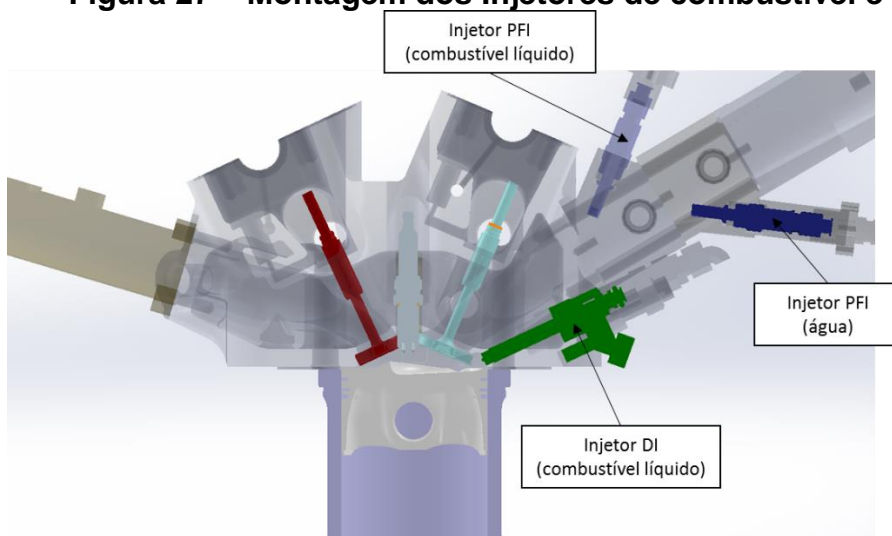


Fonte: Próprio autor

3.2.4. Projeto e fabricação do flange do injetor de água

Para a realização dos testes utilizando a tecnologia injeção de água, um flange na admissão do motor foi projetado e fabricado para o alojamento do injetor. Foi considerado no projeto a disposição do injetor, direcionado para os pórticos de admissão e sem interferência física com os injetores de combustível líquido, como demonstrado na Figura 27.

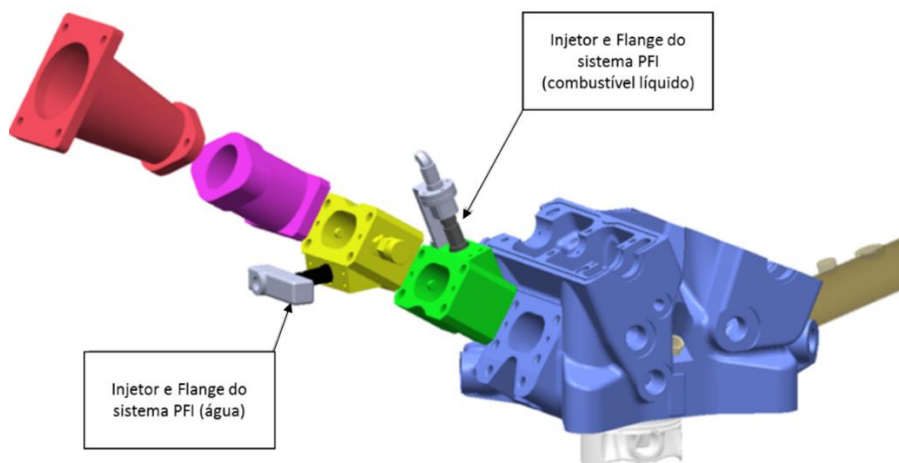
Figura 27 – Montagem dos Injetores de combustível e água



Fonte: Próprio autor

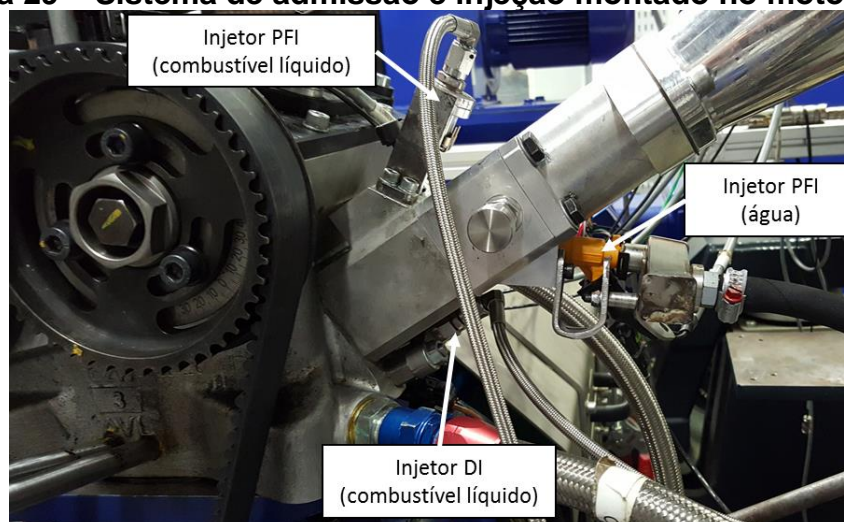
Para o injetor de combustível líquido, foi utilizada a mesma configuração original do motor. A Figura 28 apresenta a vista explodida do projeto do sistema de injeção de combustível e água e a Figura 29 apresenta os sistemas de injeção montados já fabricados e montados no motor.

Figura 28 – Modelo matemático do projeto do flange dos injetores



Fonte: Próprio autor

Figura 29 – Sistema de admissão e injeção montado no motor

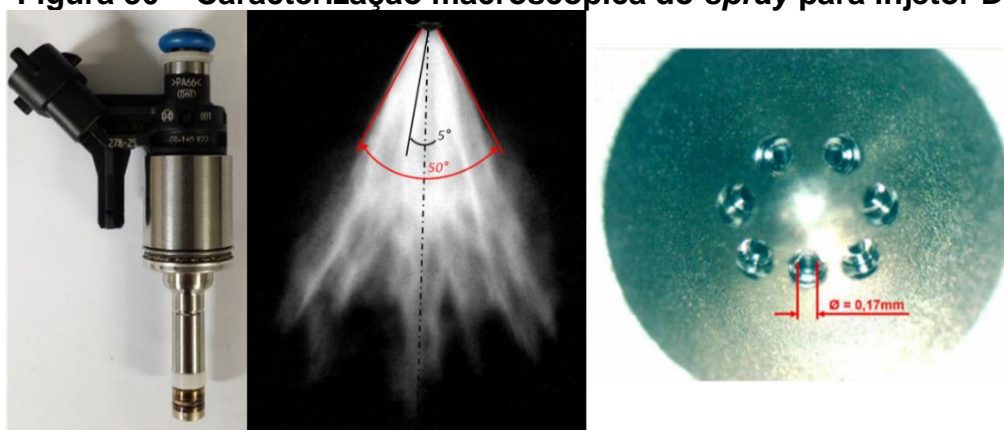


Fonte: Próprio autor

3.2.5. Características dos injetores

Em todos os testes foi utilizado o injetor de injeção direta modelo 0 216 B08 278 - 25 da Bosch, com sete furos de 0,17 mm cada como demonstrado na Figura 30.

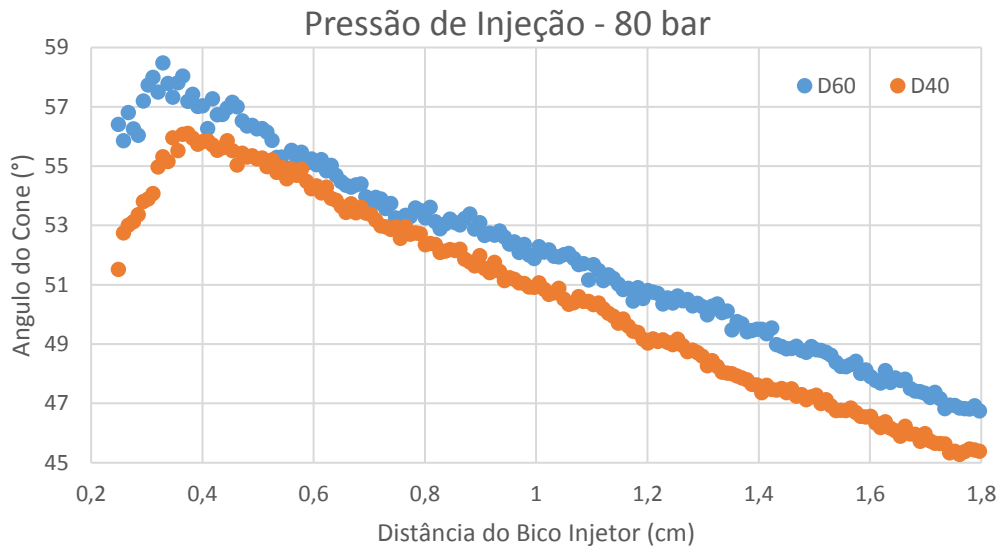
Figura 30 – Caracterização macroscópica do spray para injetor DI



Fonte: Adaptado de AVL, 2012

Testes conduzidos em laboratório permitiram a caracterização deste injetor para as condições escolhidas durante os testes. Para tanto, foram utilizados os fluidos EXXSOL D40 e D60 - que simulam as propriedades físicas da gasolina e etanol mas são mais seguros para ensaios por possuírem baixo ponto de fulgor - e pressão de injeção de 80 bar. A caracterização de seu *spray* pode ser vista na Figura 31.

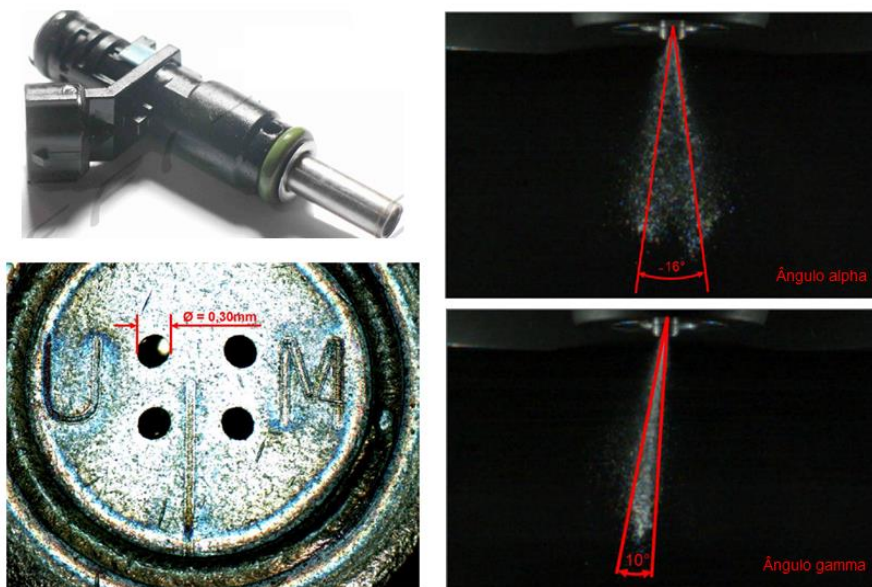
Figura 31 – Caracterização do *spray* para injetor DI



Fonte: Próprio autor

Para o combustível líquido, o injetor modelo 0 280 158 121 da Bosch foi utilizado. Ele possui quatro furos de 0,30 mm cada e pressão limite de trabalho de 5 bar. A Figura 32 exemplifica a caracterização macroscópica em câmara ambiente do *spray* deste injetor.

Figura 32 – Caracterização macroscópica do *spray* injetor PFI



Fonte: Adaptado de AVL, 2012

Para a injeção de água, o injetor modelo 0 280 157 162 da Bosch foi utilizado. Ele possui 6 furos, vazão máxima 182 [cm³/min] à 3bar de pressão de injeção. A Figura 33 demonstra a fotografia do injetor.

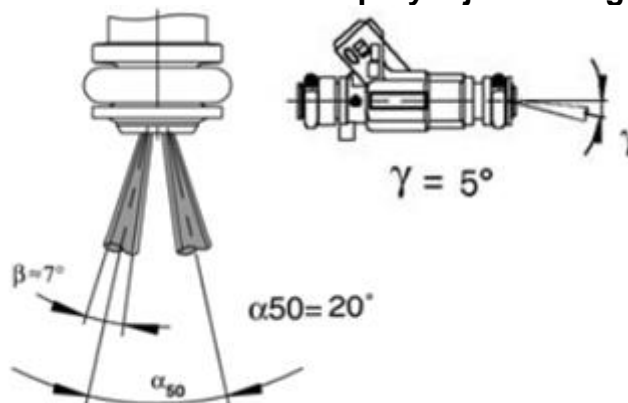
Figura 33 – Injetor usado para a injeção de água



Fonte: Próprio autor

As características do *spray* foram adotadas conforme especificação do fabricante, exemplificadas na Figura 34.

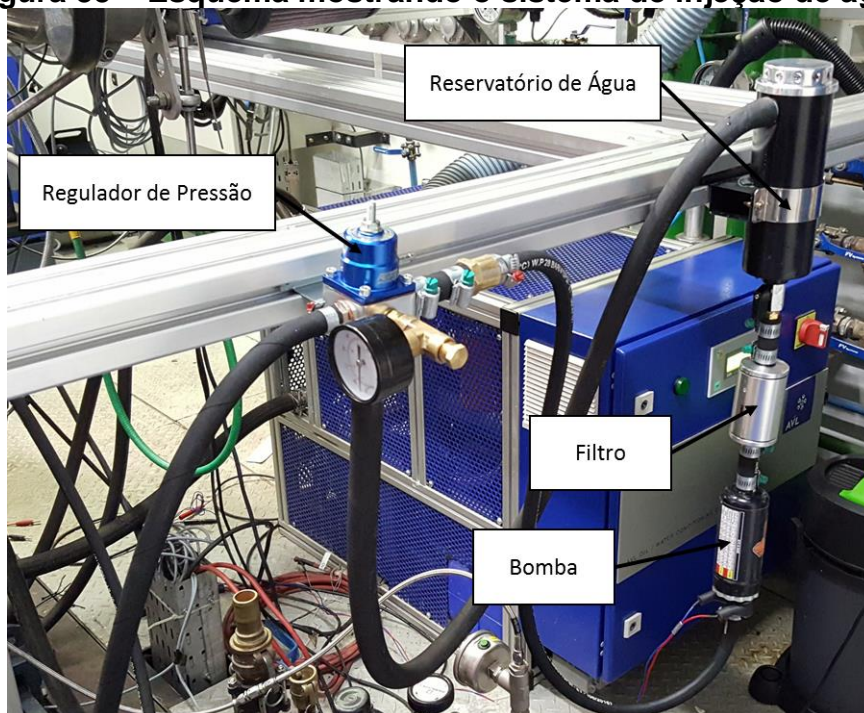
Figura 34 – Características do spray injetor de água



Fonte: Adaptado de EV6, 2017

A injeção de água só foi possível graças à elaboração de um novo sistema de injeção, constituído por um tanque, filtro, bomba de injeção indireta automotiva e regulador de pressão estático. Na Figura 35 são mostrados todos os equipamentos que compõem o sistema. A pressão de injeção de água foi ajustada no regulador de pressão para 3 bar e mantida em todos os testes.

Figura 35 – Esquema mostrando o sistema de injeção de água



Fonte: Fotos do autor

3.3. Combustível utilizado

A gasolina comum ou tipo “C” no Brasil é denominada também como combustível E27 por ser composta de 73% de gasolina tipo “A” e 27% de etanol anidro em volume. O etanol utilizado nos testes é o comum, também denominado etanol hidratado ou E100, por ser composto de 96% de etanol anidro e 4% de água em volume. O etanol combustível no Brasil é utilizado de duas formas: na forma de etanol anidro, como componente de mistura na formação da gasolina tipo C, ou como etanol hidratado, comercializado em todo país como produto acabado, (ANP, 2017). As propriedades dos combustíveis utilizados estão descritas na Tabela 10.

Tabela 10 – Propriedade dos combustíveis conforme ANP

<i>Propriedade</i>	<i>Norma</i>	<i>Etanol</i>	<i>Gasolina</i>
Massa específica	ASTM D4052	803,3 kg/m ³	749,8 kg/m ³
PCI (Poder Calorífico Inferior)	ASTM D8409	25269 kJ/kg	38658 kJ/kg
% Carbono (massa)	ASTM 5291	48,80%	75,60%
% Hidrogênio (massa)	ASTM 5291	13,00%	13,50%
% oxigênio (massa)	ASTM 5622	38,20%	10,90%
Razão ar-combustível estequiométrica	-	8,43	12,86
Teor de etanol	NBR 15531	95,00%	26,50%

Fonte: ANP, 2017

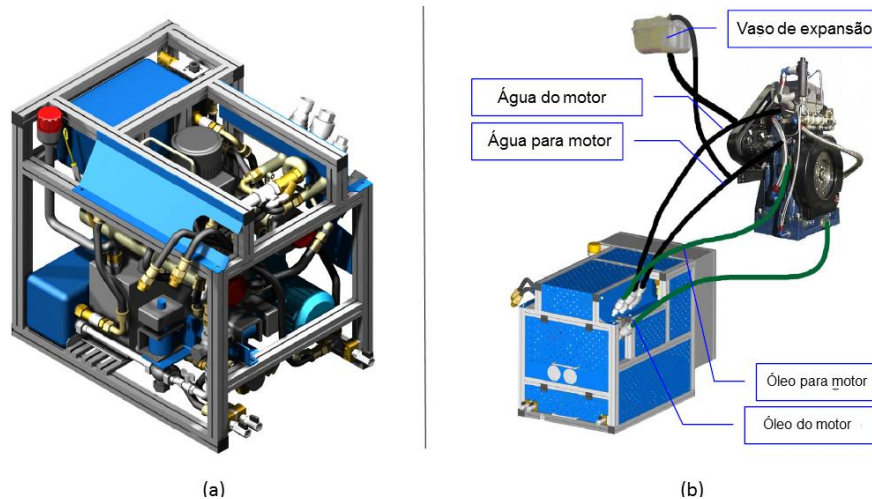
3.4. Procedimento experimental

Nesta seção são descritas a estrutura, equipamentos e instrumentação instalada no motor e no banco de provas, além das metodologias de calibração, ensaios e análise dos dados.

3.4.1. Instrumentação do banco de provas

O banco de provas utilizado nos ensaios é equipado com um dinamômetro ativo de corrente alternada, modelo AVL DynoDur 160, com potência, torque e rotação máximos, respectivamente, de 160kW, 400Nm e 10000rpm. A bancada apresenta um sistema de condicionamento do óleo e do líquido de arrefecimento do motor, modelo AVL 577, apresentado na Figura 36, o qual manteve a temperatura de ambos a 90°C. A água e o 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 do óleo são mensuradas através de termo resistores do tipo PT100.

Figura 36 – (a) AVL 577 (b) Montagem do condicionador ao motor



Fonte: Adaptado de AVL, 2012

A medição do fator lambda foi feita 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 4.9. Uma foto do sistema é apresentada na Figura 37 (a).

O sistema de condicionamento e medição do consumo de combustível líquido 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. 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 e, durante os ensaios, a temperatura do combustível líquido foi mantida em $20 \pm 1^\circ\text{C}$ e a pressão foi mantida a 4 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 no princípio gravimétrico, possibilitando uma medição contínua e precisa 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 que, no caso deste trabalho, foi o etanol hidratado. Na Figura 37 (b) é mostrada uma foto dos sistemas de condicionamento e de medição do consumo de combustível. Além disso, um medidor de fluxo de massa, modelo *Sensyflow* FMT700-P, foi usado para a medição da vazão de ar na admissão. Um termopar tipo K e uma termo resistência mediram a temperatura dos gases da exaustão e admissão, respectivamente. A pressão barométrica, temperatura e umidade relativa da sala de provas foi medida pelo sensor modelo Vaisala HMT330.

Figura 37 – (a) Medidor ETAS LA 4 (b) Balança e condicionador de combustível



(a)



(b)

Fonte: Próprio autor

Um *encoder* de eixo rotativo (AVL 365 C/365 X) foi utilizado para controle do motor e aquisição de dados. O princípio de funcionamento deste *encoder* ou marcador angular óptico baseia-se na varredura foto elétrica 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. 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. Este sinal é conduzido até um conversor luz-pulso, que contém células fotovoltaicas que transformam este sinal luminoso em sinal elétrico. Este sinal, por sua vez, adentra o conversor analógico-digital e comanda o chaveamento para sua transformação. O sinal de variação angular comanda a frequência de medição e o sinal de referência é o que zera a contagem quando se completa um ciclo. Lembrando que, para motores de quatro tempos, um ciclo somente é completado em 720° (duas voltas do eixo virabrequim), então este sinal deve ser ignorado uma vez a cada duas voltas.

Uma unidade de central eletrônica (ECU), modelo AVL 427 apresentado na Figura 38, foi utilizada para o controle dos parâmetros de injeção de combustível líquido (E27/E100), injeção de água e para o controle da ignição da mistura. Esta central eletrônica é controlada por microprocessador para produzir e monitorar sinais referenciados no tempo e no ângulo do eixo virabrequim do motor. Este equipamento possui oito canais independentes, cada um dos quais é capaz de gerar um sinal TTL, com ajuste de início e de duração do pulso.

Figura 38 – Unidade de central eletrônica AVL 427



Fonte: Próprio autor

É imprescindível a utilização de um sistema capaz de avaliar as concentrações dos gases poluentes na exaustão do motor. Para o estudo das emissões deste trabalho utilizou-se o analisador de gases NAPRO, modelo PC-MULTIGÁS, (NAPRO, 2011). Tal equipamento permite a quantificação da concentração de elementos: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrocarbonetos (HC), oxigênio (O₂), óxidos nítricos (NO_x), que estão presentes nos gases de escape. A concentração dos elementos é calculada tendo como base o método de medição por infravermelho não dispersivo. Para os testes foi utilizado um recipiente contendo sílica, para a condensação da umidade presente nos gases queimados a fim de evitar danos ao equipamento. No sistema PC-MULTIGÁS as medições realizadas são apresentadas em percentual volume por volume (%v/v) ou em partes por milhão (ppm). A Figura 39, mostra a montagem do equipamento para aquisição de emissões.

Figura 39 – Analisador de emissões



Fonte: Próprio autor

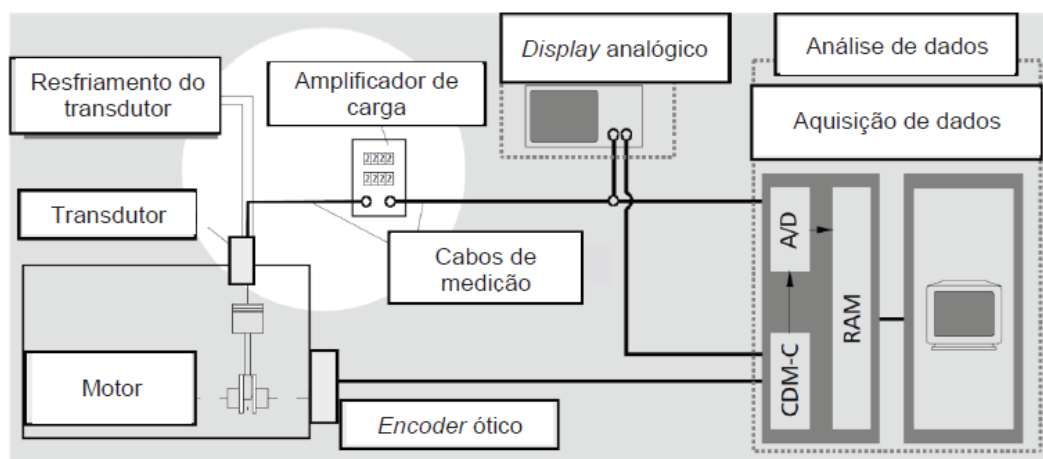
3.4.2. Instrumentação para análise da combustão

A pressão dentro da câmara de combustão do motor foi medida com o transdutor piezelétrico de pressão AVL GU22C. 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 volts, antes da digitalização em um conversor analógico-digital e processamento. A sensibilidade do transdutor é dada pela ficha de calibração

e é igual a 35,25 pC/bar. O ganho do amplificador é regulado via software AVL em função da pressão máxima, (AVL, 2012).

O sistema de aquisição e processamento de dados da combustão AVL *IndiModul622* foi utilizado para tratamento e gravação dos dados de pressão no interior do cilindro, em intervalos de 0,1° de ângulo do virabrequim. Os dados utilizados nos resultados foram calculados da média de 200 ciclos coletados para cada condição de testes com este sensor. O programa AVL INDICOM (AVL, 2012) foi utilizado para monitoramento e análise de dados em tempo real e para análises posteriores. Na Figura 40 pode ser observado um diagrama esquemático do sistema para análise da pressão no interior do cilindro. A medição da pressão em alta frequência nos dutos de admissão e exaustão foi feita utilizando os sensores AVL LPD11DA05 e AVL GU21C, respectivamente, seguindo a mesma metodologia descrita anteriormente.

Figura 40 – Esquemático da medição da pressão dentro do cilindro



Fonte: MACHADO, 2012.

3.4.3. Características técnicas da instrumentação

A instrumentação empregada foi calibrada e os ensaios realizados na vigência dos certificados de calibração específicos. Na Tabela 11 são apresentadas as características da instrumentação principal utilizada neste trabalho. Os dados apresentados são provenientes dos manuais e certificados de calibração dos instrumentos. Quando não disponível a incerteza do instrumento (incerteza tipo B), utilizou-se a resolução do instrumento dividida pela raiz quadrada de três. (MELO, 2006 e MACHADO, 2012). A Norma NBR ISO 1585 (ABNT, 1996), utilizada para

ensaios de motores em dinamômetros exige incertezas máximas para alguns dos equipamentos de medição e instrumentação de banco de provas, as quais foram comparadas às incertezas das instrumentações. Neste trabalho, foram utilizados parâmetros de desempenho indicados para as principais análises, ou seja, utilizando a medição de pressão dentro da câmara de combustão.

Tabela 11 – Características técnicas da instrumentação

Grandeza	Marca/Modelo	Tipo	Escala de medição	Origem da incerteza	Incerteza (Tipo B)
Velocidade de rotação	AVL 365	Óptico	50 a 20000 rpm	Fabricante	$<\pm 0,03^\circ / \pm 3\text{rpm}$
Pressão na câmara de combustão	AVL GU22C	Piezoelétrico	0 a 250 bar	Carta de calibração fabricante	$\pm 0,3\%$ FE
Pressão no coletor de admissão	AVL LPD11DA05	Piezoelétrico	0 a 5 bar	Carta de calibração fabricante	$\pm 0,1\%$ FE
Pressão no coletor de exaustão	AVL GU21C	Piezoelétrico	0 a 10 bar	Carta de calibração fabricante	$\pm 0,1\%$ FE
Lambda	BOSCH LSU 4.9	Banda larga	0,65 a 8,0	Fabricante	0,009
Vazão de ar	Sensyflow FMT700-P	Anemômetro de fio quente	0 a 400 kg/h	Fabricante	$<\pm 1\%$
Consumo de combustível líquido	AVL 733	Gravimétrico	0 a 160 kg/h	Fabricante	0,05%
Temperatura admissão	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,8\%$
Temperatura água	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,8\%$
Temperatura exaustão	-	Termopar tipo K	-50 a 1372 °C	Calibrado	$\pm 1,1\%$
Pressão ambiente	Vaisala HMT330	Resistivo	800 a 1200 mbar	Fabricante	$\pm 0,7\%$
Umidade relativa do ar	Vaisala HMT330	Resistivo	0 a 100%	Fabricante	$\pm 0,5\%$
Pressão de combustível líquido	AVL APT 100	Analógico	0 a 6 bar	Fabricante	$\pm 0,35\%$
Temperatura óleo	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,7\%$

Fonte: Próprio autor

3.4.4. Incertezas de medições dos ensaios experimentais

As incertezas de medições foram calculadas segundo a metodologia descrita no Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (ABNT & INMETRO, 2003) e orientações de (MELO, 2006).

A incerteza de medição foi dividida em incerteza devido à repetitividade das leituras (registros) realizadas (tipo A) e a incerteza devido ao instrumento (tipo B). A incerteza tipo “A” (I_A) foi calculada dividindo-se o desvio padrão dos registros pela raiz quadrada do número de registros. A incerteza do tipo “B” (I_B) utilizada foi a reportada na Tabela 11.

Para as variáveis de interesse obtidas diretamente pelo sistema de controle do banco de provas e que não dependem de outras grandezas, as incertezas absolutas do tipo “B” foram calculadas multiplicando-se a incerteza relativa reportada pelo fabricante do instrumento pela média das leituras dos ensaios. No caso das variáveis de interesse obtidas a partir de cálculos, que utilizam as grandezas lidas diretamente pelo sistema do banco de provas ou pelo sistema de medição da pressão na câmara de combustão, as incertezas do tipo “B” foram propagadas adotando-se a metodologia de combinação das incertezas, segundo a Equação 34 (KLINE & MCCLINTOCK, 1953),

$$\epsilon_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \epsilon_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \epsilon_{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \epsilon_{x_n}\right)^2} \quad (34)$$

em que ϵ_R é a incerteza do tipo “B” da variável dependente de interesse, $R = R(x_1, x_2, \dots, x_n)$, e ϵ_{x_n} são as incertezas do tipo “B” das variáveis independentes.

Com as incertezas do tipo “A” e tipo “B”, foi calculada a incerteza combinada (I_C), de acordo com a Equação 59. Por sua vez, a incerteza expandida, (I_E), é obtida pela multiplicação da incerteza combinada pelo fator de abrangência, k , conforme Equação 36. O valor assumido para o fator de abrangência foi 2, consistindo em um grau de confiabilidade de 95% para a média da variável de interesse.

$$I_C = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (35)$$

$$I_E = kI_C \quad (36)$$

A Tabela 12 apresenta algumas das incertezas combinadas das grandezas envolvidas e avaliadas nos resultados, determinadas por meio da aquisição nos ensaios.

Tabela 12 – Incertezas associadas máximas

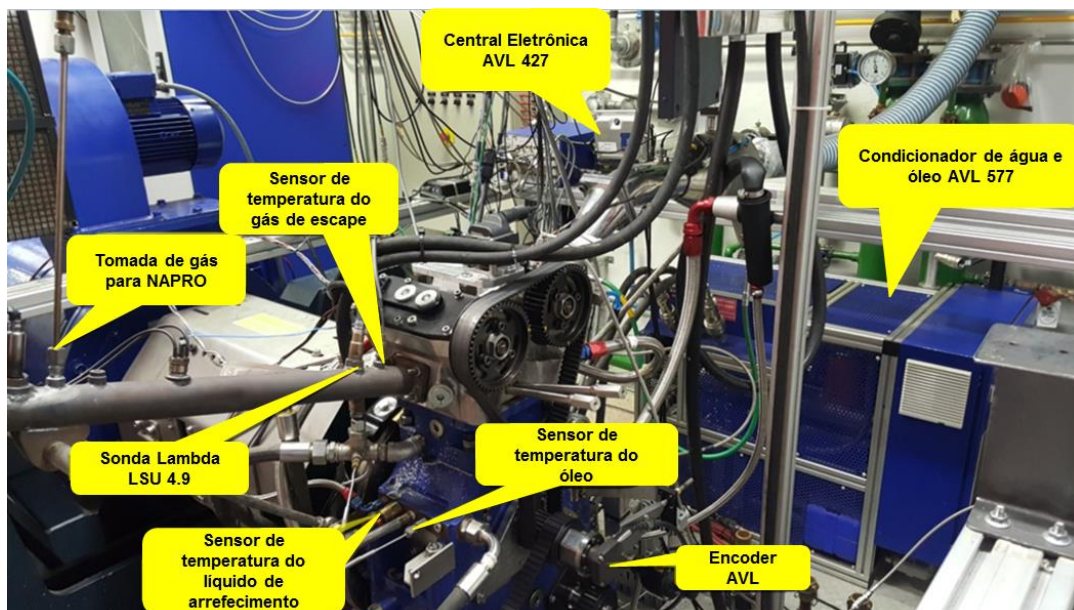
<i>Incerteza das medições</i>	
Rotação	± 5 rpm
Pressão média efetiva indicada (<i>IMEP</i>)	± 62 mbar
Potência indicada	$\pm 0,005$ kW
Eficiência de conversão de combustível	$\pm 0,17$ %

Fonte: Próprio autor

3.4.5. Visão geral do banco de provas para as grandezas medidas

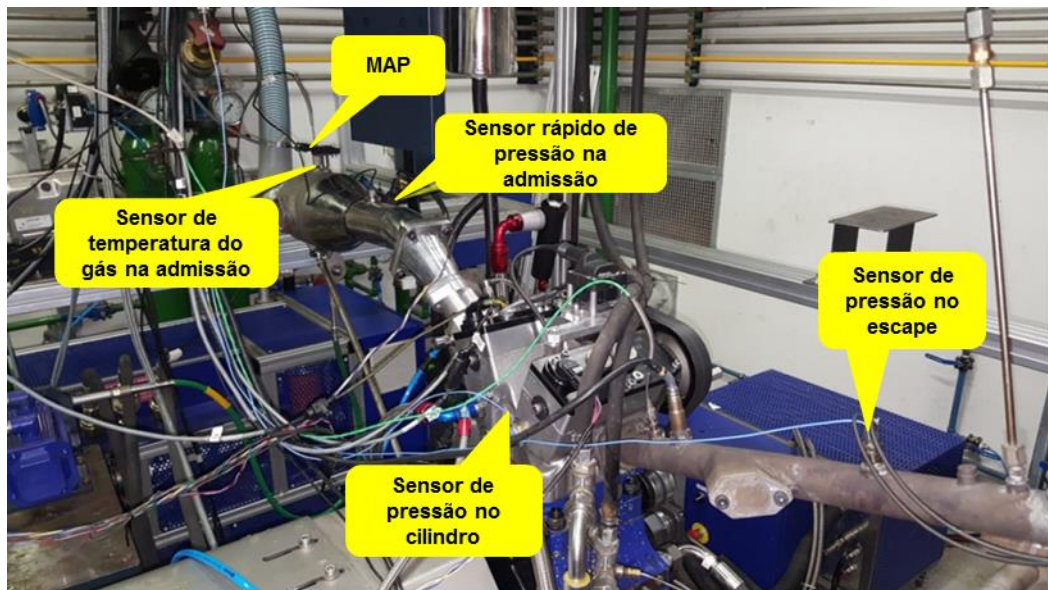
Nas Figura 41, Figura 42 e Figura 43 são ilustrados os posicionamentos dos sensores no banco de provas e indicados os dispositivos utilizados para medir/controlar as grandezas mostradas na seção de instrumentação. Por meio das figuras é possível observar os equipamentos utilizados para controle da temperatura da água, óleo e combustível e os locais de medição de pressão e temperatura na admissão e escapamento. São mostrados também a localização da sonda lambda, a tomada para medição da composição química dos gases no escapamento e o posicionamento dos componentes base para o sistema de injeção e ignição.

Figura 41 – Vista frontal da bancada de ensaios com SCRE



Fonte: Próprio autor

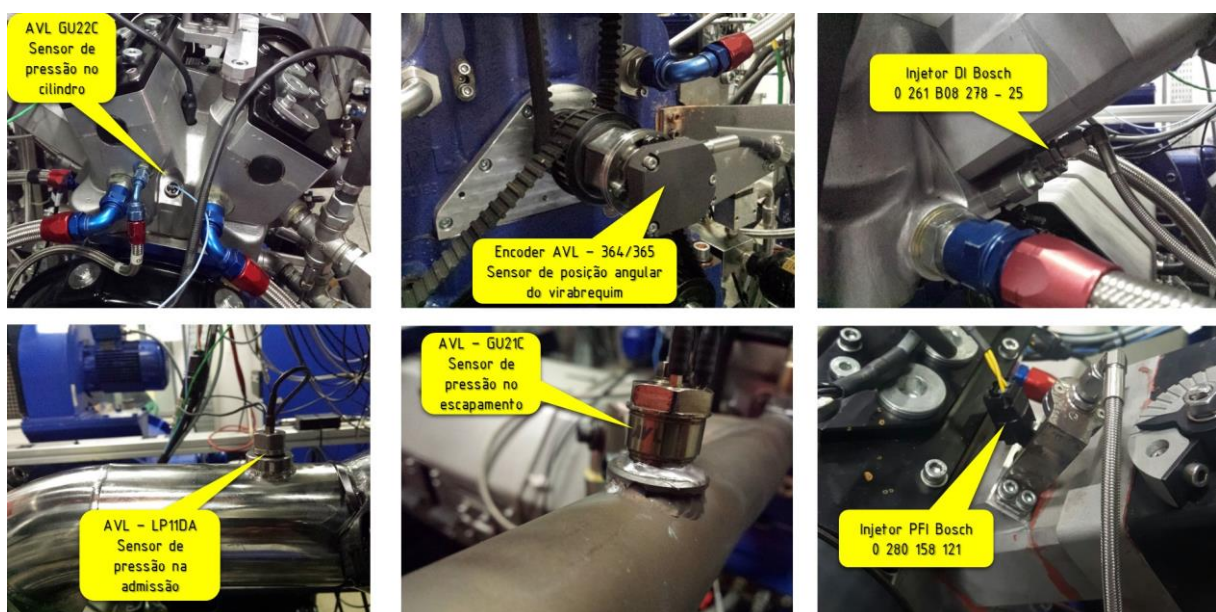
Figura 42 – Vista traseira da bancada de ensaios com SCRE



Fonte: Próprio autor

Especialmente na Figura 43 tem-se 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 eixo virabrequim, que fornece resolução angular de $0,1^\circ$.

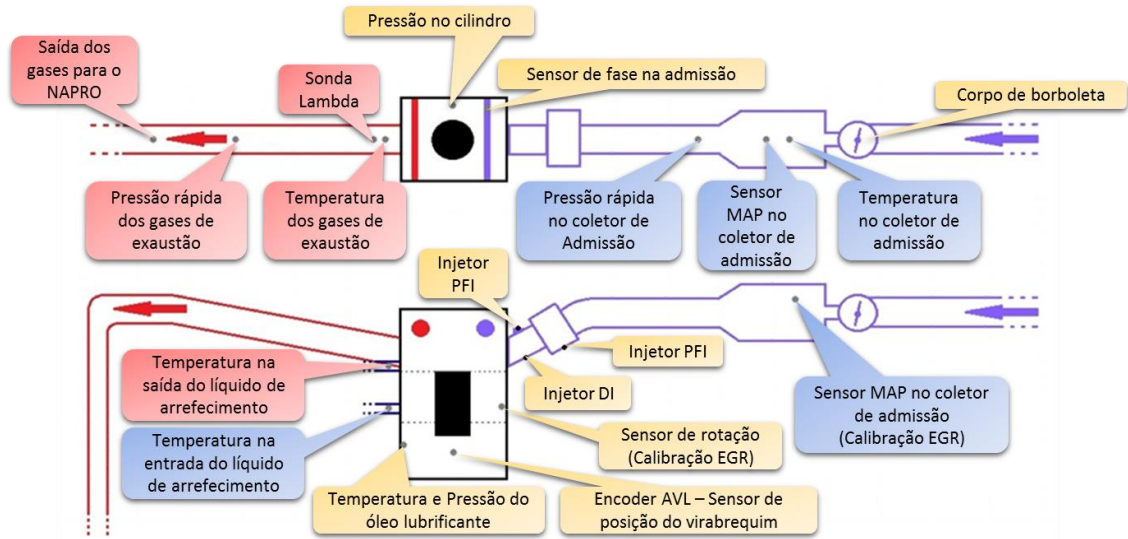
Figura 43 – Sensores de monitoramento do INDICOM e injetores



Fonte: Próprio autor

Na Figura 44 é apresentado um esquema da bancada de provas com o motor monocilindro de pesquisa. É possível observar com maiores detalhes os principais pontos de medição, os componentes utilizados e os parâmetros aquisitados.

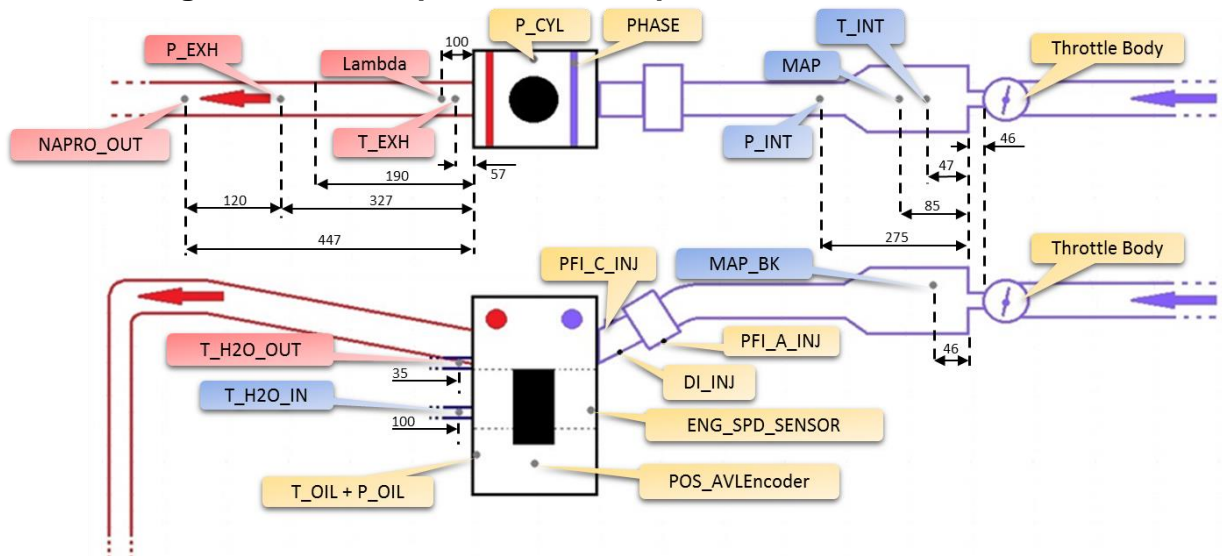
Figura 44 – Esquema geral da bancada de provas do SCRE



Fonte: Próprio autor

Na Figura 45 são ilustradas as principais medidas e parâmetros atribuídos aos sinais fornecidos pelos sensores, utilizados como variáveis nos sistemas de aquisição de dados.

Figura 45 – Principais medidas e parâmetros bancada SCRE



Fonte: Próprio autor

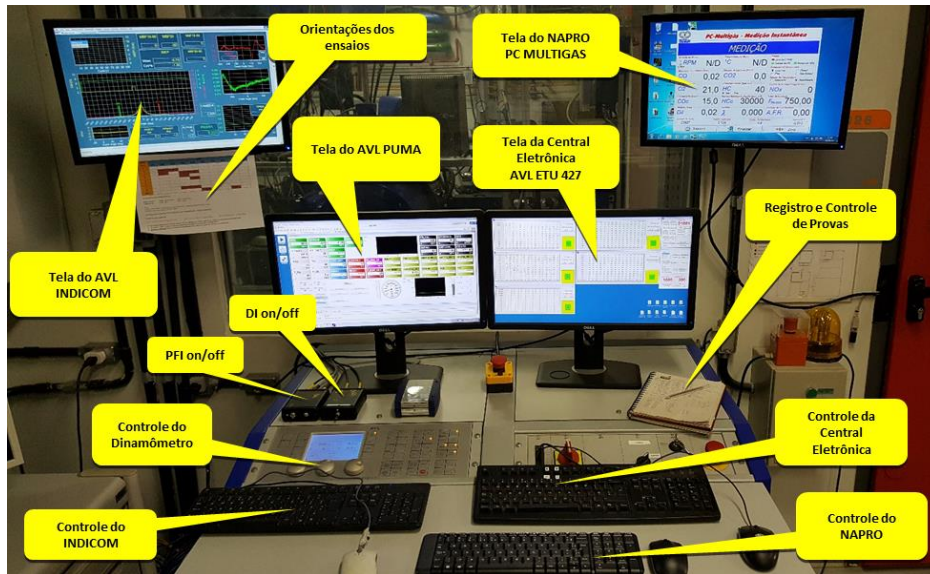
3.4.6. Sistema de automação e aquisição de dados

O sistema de aquisição e monitoramento do banco de provas do motor monocilindro de pesquisa é composto por quatro diferentes sistemas, sendo eles:

- PUMA
- INDICOM
- NAPRO
- ETU

Cada um é responsável pela aquisição e monitoramento de uma parcela das grandezas medidas e controladas. O PUMA naturalmente faz 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 faz a aquisição e monitoramento da pressão dentro do cilindro e nos coletores de admissão e escapamento, além de receber os sinais de injeção e ignição. É nele também que se faz a análise da combustão, sendo calculados e mostrados os parâmetros de interesse. Adicionalmente, fornece informações sobre o IMEP e visualização da curva de pressão. Já no sistema NAPRO, tem-se a medição em volume dos 4 principais poluentes gasosos, CO, CO₂, NO_x e HC. Finalmente, no software da ETU faz-se o gerenciamento eletrônico do motor, ou seja, lá são ajustados o momento da ignição, da injeção de combustível líquido, o tempo de injeção e pressão de injeção. A Figura 46 mostra a sala de controle e seus ambientes de monitoramento e controle do motor durante os ensaios.

Figura 46 – Visão geral da bancada de controle do SCRE



Fonte: Próprio autor

De forma a integrar o sistema de aquisição e monitoramento, fez-se a comunicação do INDICOM com o PUMA, para que alguns parâmetros fossem armazenados e monitorados na mesma base de tempo. De uma forma geral, a configuração do sistema de aquisição foi feita da seguinte forma:

- O sistema PUMA recebe informações de um conjunto de dados referente a uma média móvel de 50 ciclos, armazenados no INDICOM;
- O sistema PUMA é ajustado para armazenamento de 60 segundos de informações para cada ponto do plano cotado que foi ensaiado;
- O sistema INDICOM foi utilizado para armazenamento de informações ciclo a ciclo, sendo a base de tempo referenciada como ângulo do virabrequim e a aquisição realizada para 200 ciclos;
- O sistema NAPRO fez a aquisição dos valores das emissões também durante 60 segundos, sendo acionado manualmente quando o sistema de aquisição do PUMA é iniciado.

Percebeu-se que, em função da não integração completa dos sistemas de aquisição, existe a necessidade de tratamento dos dados em um sistema separado. Para isto, cada conjunto de dados armazenado nos ambientes citados foi exportado para um arquivo externo, sendo os arquivos base mantidos em um banco de dados. Os arquivos exportados são então lidos em uma rotina de *matlab*, criada especialmente para este trabalho.

3.4.7. Grandezas calculadas

A análise dos resultados está relacionada diretamente aos parâmetros de desempenho, combustão e emissões calculados. No Anexo I é apresentado o formulário detalhado de referência para as grandezas calculadas a partir das medidas, com as respectivas unidades e suas conversões. O formulário segue metodologia específica, tendo como base as referências bibliográficas.

O Anexo II ilustra as grandezas armazenadas e que foram utilizadas para obtenção dos resultados. Nota-se que cada grandeza tem uma fonte específica e ao final da tabela há uma descrição de referência. Chama-se a atenção também para o tratamento de dados final, no qual armazena-se uma cópia da média de 200 ciclos do INDICOM. Nele, é possível observar detalhadamente a curva de pressão no cilindro, pressão na admissão e no escapamento, a taxa de liberação de calor e a fração de massa queimada para cada ponto dos ensaios.

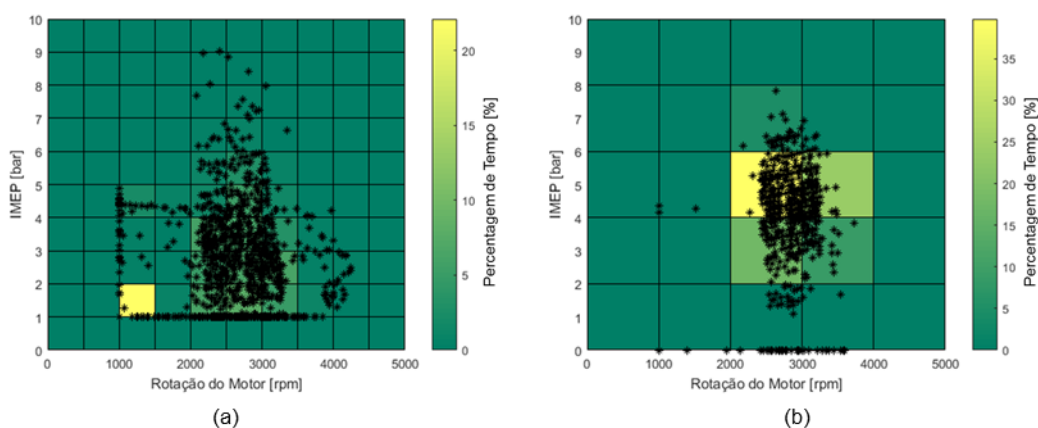
3.4.8. Metodologia de ensaios

Com o objetivo de determinar os pontos operacionais de estudo a serem estudados nesta dissertação e quantificar as perdas e ganhos obtidos para as tecnologias apresentadas na revisão bibliográfica, foi realizada uma simulação de dinâmica veicular. Para tanto, utilizou-se o *SimulinkTM* como ferramenta de modelamento, além de um modelo de veículo disponível na biblioteca *QSS toolbox*. Um motor foi testado em veículo virtual realizando os ciclos de homologação veicular para o mercado nacional e europeu, que foram o FTP-75 (do inglês, *Federal Test Procedure*); o US06 que representa uma suplementação do ciclo FTP-75 *Highway*, para altas velocidades; o NEDC (do inglês, *New European Urban Driving Cycle*) e o EUDC (do inglês, *Extra Urban Driving Cycle*), com a finalidade de obter os pontos de carga e rotação nos quais o motor fica a maior quantidade do tempo nos ciclos. A descrição do modelo utilizado se encontra no trabalho de (DINIZ, 2016).

Depois de realizadas as simulações, obteve-se o gráfico de distribuição temporal das condições de operação do motor durante o ciclo FTP-75, apresentados na Figura 47. Esse gráfico ilustra a quantidade de tempo que o motor fica em uma condição de rotação e carga, representada em IMEP. Como observado na Figura 47 (a), o maior tempo de permanência do motor encontra-se nas regiões de marcha lenta,

correspondendo a cerca de 25% do tempo total, devido aos trechos de velocidade zero do ciclo e à movimentação do motor até atingir esta condição nas rampas de desaceleração do veículo. A segunda região de maior tempo de permanência encontra-se em 3bar de IMEP e velocidade de rotação de 2500rpm. Nas outras regiões do mapa, o motor se movimenta de forma transitória fazendo com que o tempo de permanência seja muito menor, inferior a 5%.

Figura 47 – Condições de operação do motor nos ciclos FTP-75 (a) US06 (b)

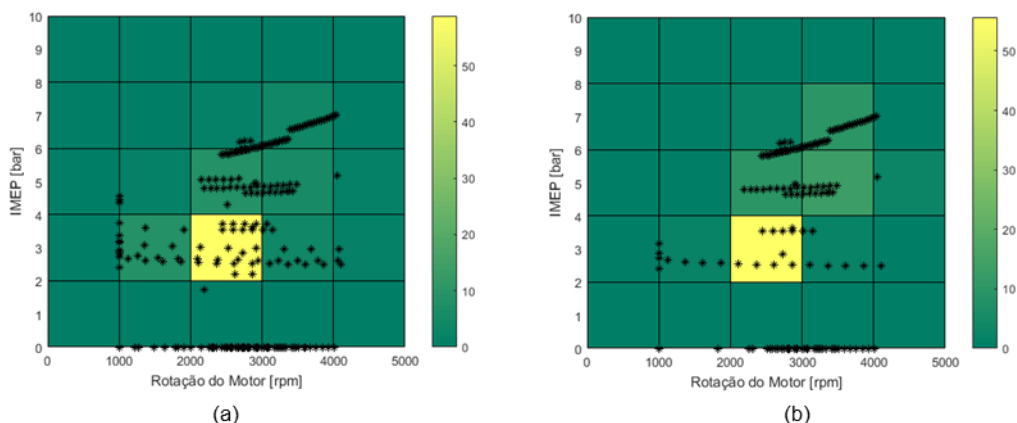


Fonte: Próprio autor

A distribuição temporal das condições de operação do motor durante o ciclo US06 são apresentados na Figura 47 (b). O maior tempo de permanência encontra-se próximo de 3 e 5 bar de IMEP e velocidade de rotação de 2500rpm, que correspondem a cerca de 30% e 40% do tempo total de exposição no ciclo, respectivamente. Estas condições foram obtidas devido à velocidade desenvolvida no ciclo, cujo valor médio foi de 79.6km/h, (BARLOW *et al.*, 2009).

A distribuição temporal durante o ciclo NEDC é apresentada na Figura 48 (a) e o ciclo EUDC na Figura 48 (b). De forma similar ao ciclo US06, o maior tempo de permanência encontra-se próximo de 3 e 5 bar de IMEP e velocidade de rotação de 2500rpm, que representam cerca de 60% e 15% do tempo de exposição no ciclo, respectivamente. Essas condições também se justificam pelas velocidades médias desenvolvidas, que foram de 56.9km/h para o ciclo NEDC e 65.2km/h para o EUDC, (BARLOW *et al.*, 2009).

Figura 48 – Condição de operação do motor nos ciclos NEDC (a) UEDC (b)



Fonte: Próprio autor

De acordo com os objetivos traçados, o presente trabalho teve o intuito de analisar e estudar tecnologias como o aumento da relação volumétrica de compressão, sistemas de injeção de combustível, sistema de injeção de água, controle da estrutura de fluxo e recirculação dos gases de escapamento em um motor monocilindro de pesquisa para combustíveis E27 e E100, visando a maximização da eficiência de conversão de combustível. Desta forma, os pontos de operação ensaiados foram selecionados e divididos por relevância nos ciclos de homologação e tecnologias apresentadas na revisão bibliográfica.

A metodologia de ensaios foi dividida em quatro etapas, como descrito na Tabela 13. A primeira etapa dos testes dinamométricos consistiu na caracterização do motor operando com combustíveis E27 e E100, dois sistemas de injeção, PFI e DI, para três razões volumétricas de compressão. A segunda etapa teve como objetivo verificar a influência da iEGR sobre os parâmetros de desempenho do motor, na qual foram selecionadas apenas uma relação volumétrica de compressão, e o sistema de injeção que mais degradou o processo de combustão e duas condições de carga. Testes iniciais realizados conforme descrito na Tabela 8 permitiram a escolha da posição adequada do comando de válvulas para maximização da retenção de gás queimado. A condição de carga desta etapa representa uma faixa de operação de carga parcial, muito utilizada nos MCIs e que apresenta potencial de melhoria para utilização da iEGR, como descrito na revisão bibliográfica. Na terceira etapa verificou-se a influência da alteração da estrutura de fluxo sobre os parâmetros de desempenho do motor conjuntamente com a iEGR. A escolha da carga desta etapa é condicionada

à máxima quantidade de gás retido no cilindro, sendo assim dependente da condição de maior relevância da etapa anterior. A quarta e última etapa teve como objetivo verificar a influência da injeção de água sobre os parâmetros de desempenho do motor, em especial na qualidade combustão. A intenção foi de mitigar o fenômeno da detonação, de forma a permitir a operação do motor em condição de MBT. A escolha da carga foi atribuída à condição mais extrema de operação do motor sem introdução de iEGR, contemplando a maior relação volumétrica de compressão e o combustível com maior probabilidade de pré-ignição.

Tabela 13 – Metodologia dos ensaios

<i>Etapa</i>	<i>Combustível</i>	<i>Sistema de injeção</i>	<i>Razão de compressão</i>	<i>Aceleração de fluxo</i>	<i>EGR</i>	<i>Sistema de Injeção de água</i>	<i>Rotação [rpm]</i>	<i>Carga [NIMEP]</i>
1	E27 E100	PFI DI	11,5:1 13,0:1 15,0:1	-	-	-	1000	2
							2500	3
								5
								8
2	E27 E100	PFI ou DI	15,0:1	-	iEGR	-	2500	3
							5	
3	E27 E100	PFI ou DI	15,0:1	tumble	iEGR	-	2500	3 ou 5
4	E27	PFI DI	15,0:1	-	-	PFI	2500	8

Fonte: Próprio autor

3.4.9. Metodologia de calibração

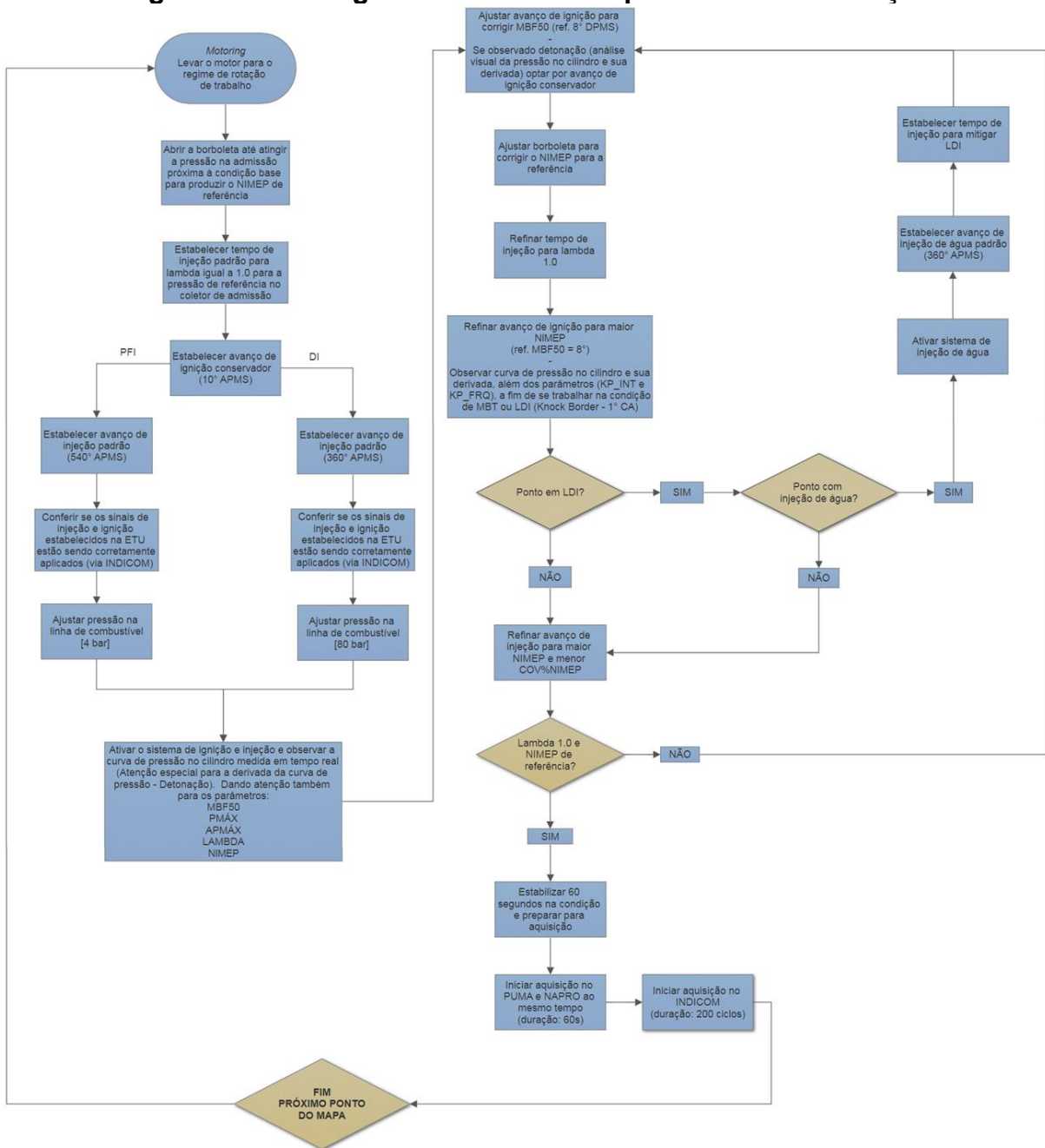
O fluxograma apresentado na Figura 49 ilustra detalhadamente o procedimento de calibração padrão utilizado para o sistema de injeção direta e indireta de combustível e sistema de injeção de água. O mapa de tempo de carregamento da bobina de ignição (*dwell time*) foi determinado para o motor funcionando sem combustão (*motoring*), utilizando regimes de velocidades de rotação conforme a Tabela 13. Utilizou-se uma ponta de corrente ligada ao INDICOM para medição da corrente no primário da bobina de ignição, sendo determinado o tempo de carregamento para atingir a corrente máxima de saturação da bobina (2,7ms por padrão da bobina utilizada).

Em função da dificuldade de estabilização do motor na condição de carga requerida, adotou-se uma tolerância de 1% no NIMEP. O momento de injeção foi

variado durante os ensaios em busca de um valor ótimo, nos quais foram adotados valores base como 360°, 270°, 180° APMS, sendo que um refinamento pôde ser feito próximo à região de melhor eficiência e menor COV%NIMEP. Com relação ao avanço de ignição, o valor foi ajustado para o parâmetro MBF 50 igual a 8°, sendo que uma varredura ao redor deste ponto foi realizada. O valor final foi escolhido em virtude do melhor desempenho térmico do motor. Dependendo da condição de carga, velocidade de rotação e combustível, pôde-se notar a presença de detonação a partir da oscilação da derivada da curva de pressão, que foi analisada em tempo real na tela do INDICOM, conforme apresentado na Figura 50. Dessa forma, o avanço de ignição foi alterado para mitigar a ocorrência de detonação a um limite conhecido como LDI (limite de detonação inferior ou limite de ocorrência de detonação). Entretanto, na condição de operação com sistema de injeção de água habilitado, objetivou-se o avanço de ignição para MBT, sendo a água utilizada para mitigar a detonação.

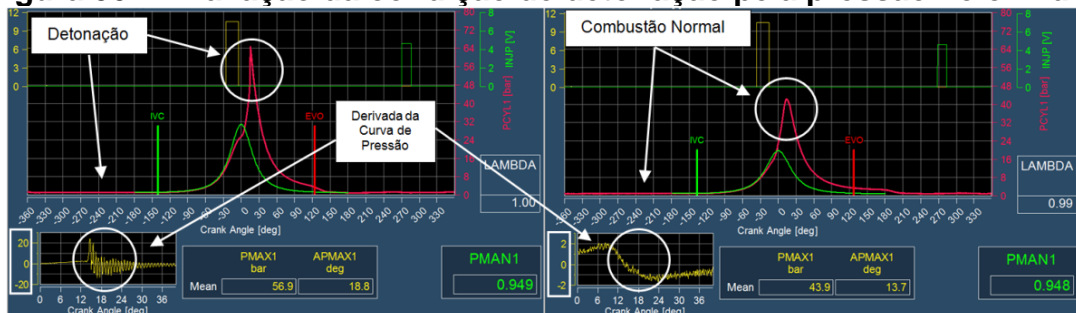
Adicionalmente, aplicou-se um filtro de alta frequência no sinal de pressão dentro do cilindro. O sinal obtido foi normalizado (elevado ao quadrado) e, em seguida, integrado. Utilizou-se uma janela de 20 ciclos para avaliar o menor valor obtido da integral (ciclo de referência sem detonação). Comparou-se o ciclo atual com o ciclo de referência sem detonação obtido no passo anterior. Se o valor da razão de intensidade fosse maior que um valor de referência (2:1), então o ciclo seria marcado como detonante. A frequência de detonação foi obtida para uma janela de 100 ciclos. Dessa forma, se fossem avaliados <5% de ciclos detonantes, então a condição operacional seria validada para LDI caso ainda houvesse ganho de torque em relação à condição com menor número de ciclos detonantes. Durante o processo de calibração não foram aceitas condições com frequência nos ciclos detonantes superiores à 5%.

Figura 49 – Fluxograma detalhado do processo de calibração



Fonte: Próprio autor

Figura 50 – Avaliação da condição de detonação pela pressão no cilindro



Fonte: Próprio autor

4. RESULTADOS E ANÁLISE

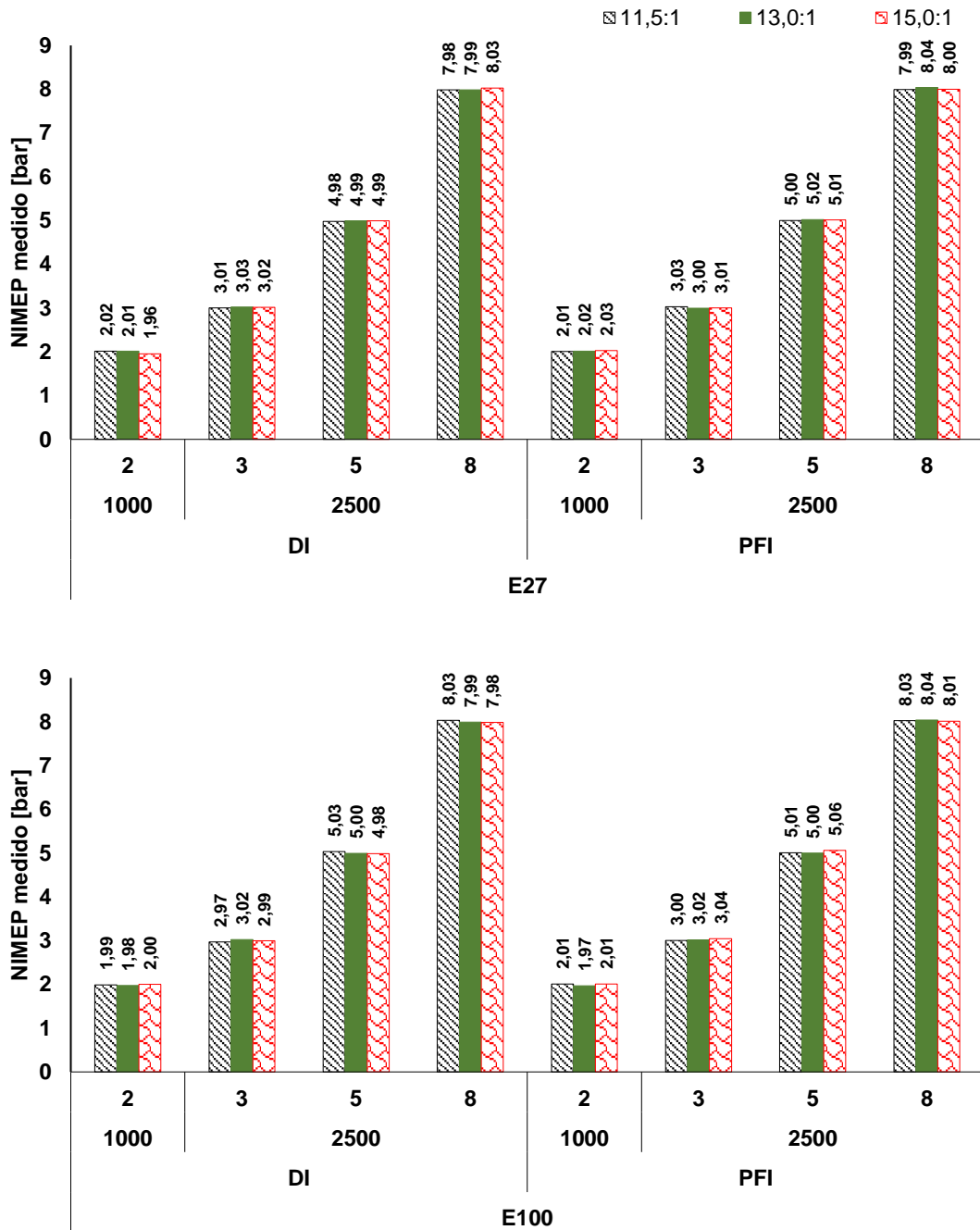
Os resultados deste trabalho mostram o desempenho de um SCRE operando com E27 e E100. Estes resultados são agrupados de acordo com a estratégia de cada uma das quatro etapas de testes descritas na metodologia. A elevada confiabilidade dos resultados apresentados é resultado da qualidade dos sistemas de medição, do número elevado de amostras realizadas em cada ensaio e da aplicação de metodologias de calibração do motor em conformidade com a norma NBR 1585 (ABNT, 1996).

4.1. Resultados da Etapa 1 – Testes de caracterização do motor

A primeira etapa da metodologia consiste nos testes do motor operando com combustíveis E27 e E100, dois sistemas de injeção: PFI e DI, para três razões volumétricas de compressão em cada condição de carga e rotação pré-definida. É importante lembrar que em todos os testes foram utilizadas as mesmas relações volumétricas de compressão de 11,5:1, 13,0:1 e 15,0:1. Os combustíveis foram injetados no pórtico de admissão (injeção PFI) e no interior do cilindro (injeção DI), nas respectivas posições apresentadas no projeto de flange dos injetores, formando uma mistura ar/combustível homogênea, e o valor de $\lambda = 1,0$ foi adotado em todos os testes. Esta fase é importante para analisar o desempenho do motor, a combustão e as emissões de cada combustível separadamente, auxiliando nas análises das próximas etapas.

A Figura 51 ilustra a formatação para apresentar e comparar os resultados. Para este caso específico visualiza-se a variável NIMEP no eixo vertical, que foi medida durante os ensaios, sendo que na parte inferior do gráfico há referência da carga, regime de rotação, sistema de injeção e combustível utilizado. Verifica-se na legenda do gráfico a referência de cor utilizada para indicar cada relação volumétrica de compressão utilizada nos ensaios. Nota-se também que a pressão média efetiva medida é coerente com a carga de referência para todos os pontos do gráfico.

Figura 51 – Comparação entre o NIMEP medido e o NIMEP de referência para apresentação da formatação de comparação de resultados - Etapa 1

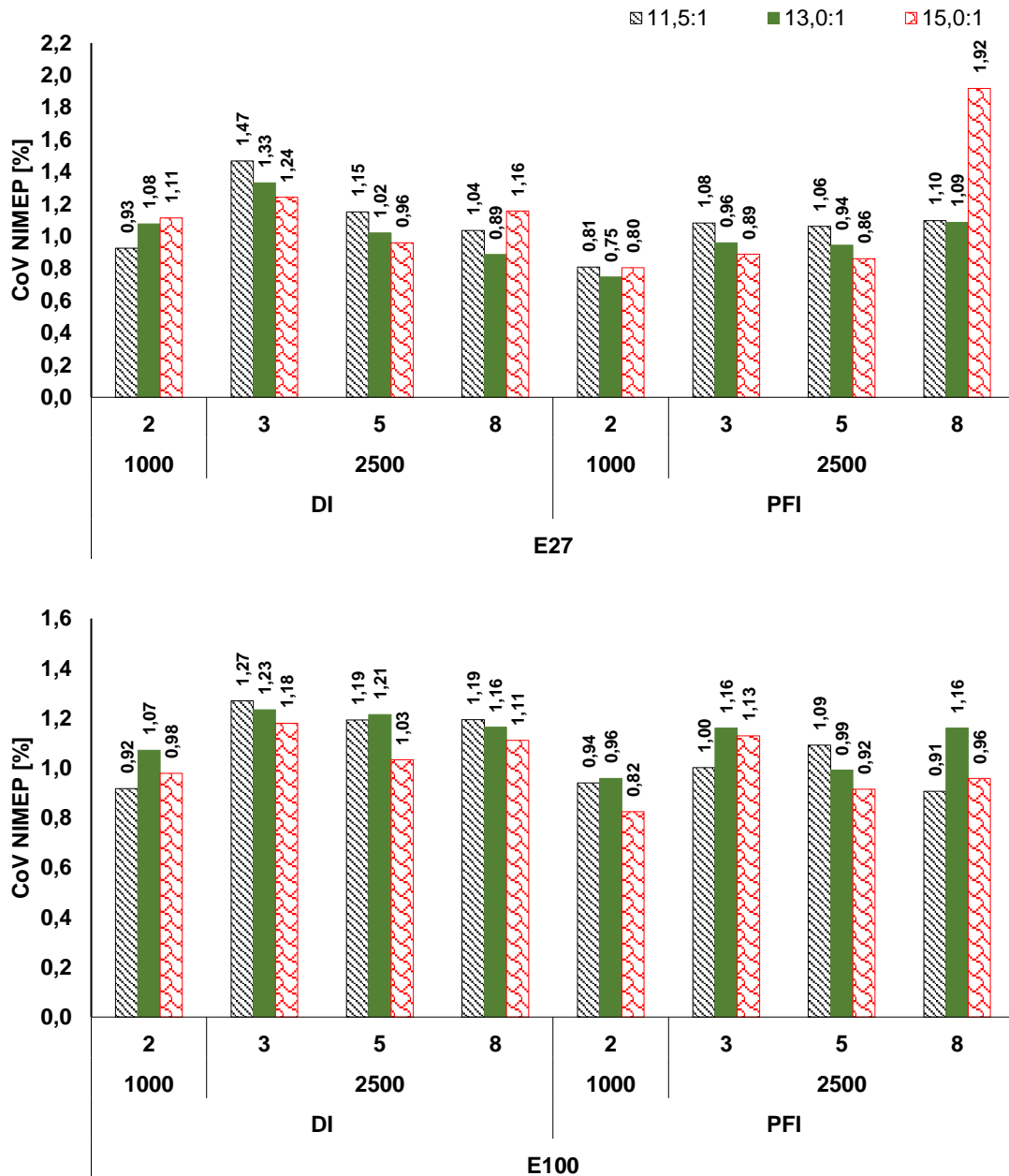


Fonte: Próprio autor

Complementando os resultados apresentados na Figura 51, observa-se na Figura 52 que os valores de CoV NIMEP são menores que 1,5% para todas as condições ensaiadas, exceto para carga de 8 bar utilizando E27 como combustível e sistema de injeção PFI, no qual a presença de detonação impediu a utilização de

avanço de ignição adequado e propagação estável da frente de chama, ocasionando maior instabilidade ciclo a ciclo.

Figura 52 – CoV NIMEP como avaliação da estabilidade de combustão - Etapa 1

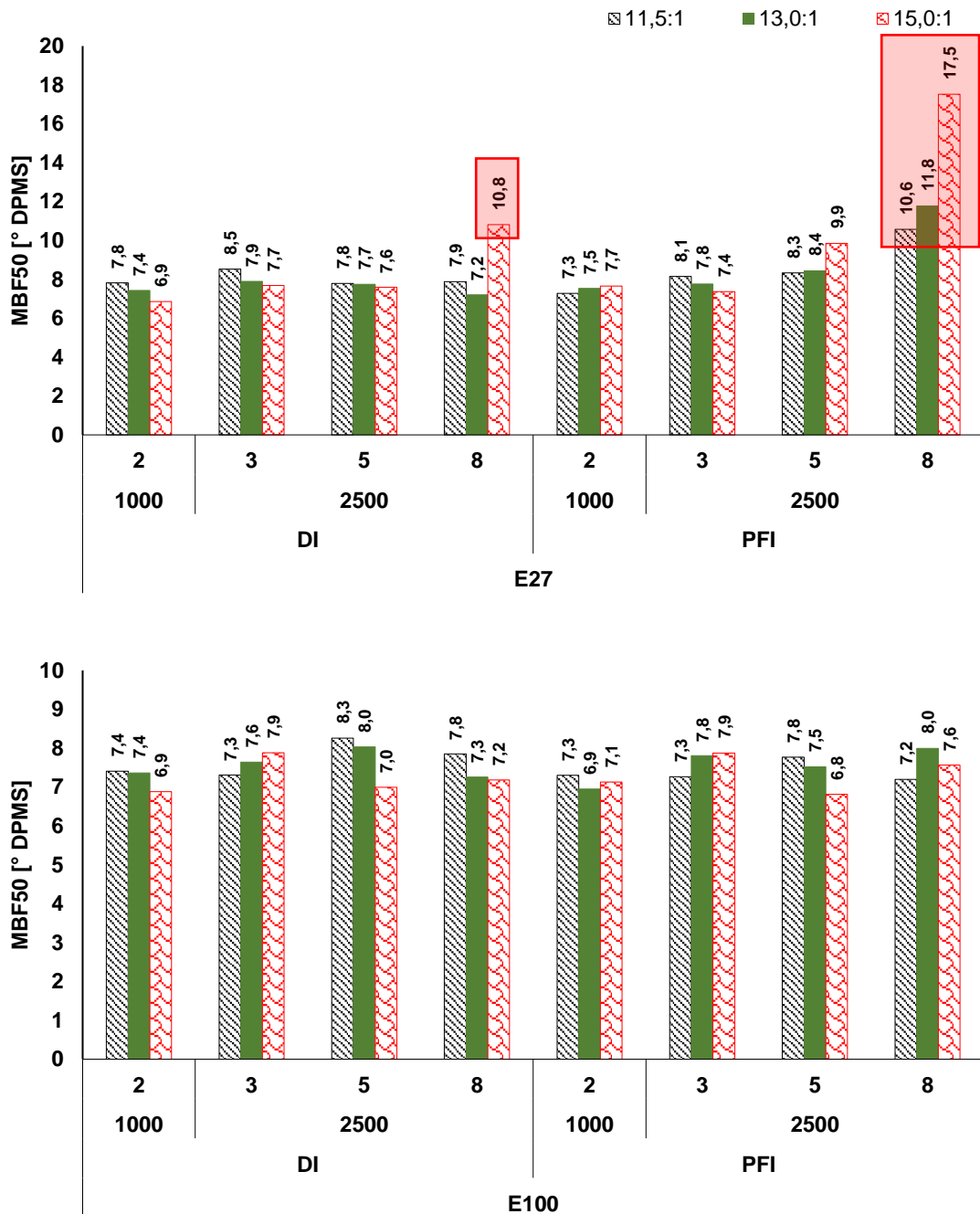


Fonte: Próprio autor

A Figura 53 ilustra o parâmetro MBF50 para todas as condições ensaiadas. Verifica-se que o valor encontrado para melhor desempenho do motor foi em torno de 8° depois do ponto morto superior (DPMS). Porém, quando se utilizou o E27 como combustível na operação em cargas elevadas, a presença de detonação não permitiu

a utilização de um avanço de ignição adequado e, por este motivo, o MBF50 se deslocou em relação à zona ideal de trabalho. Ainda analisando a Figura 53, nota-se que o sistema de injeção DI proporcionou menores valores de MBF50 em alta carga, pois como o combustível é injetado no interior do cilindro, o processo de preparação da mistura ocorre de forma mais adequada.

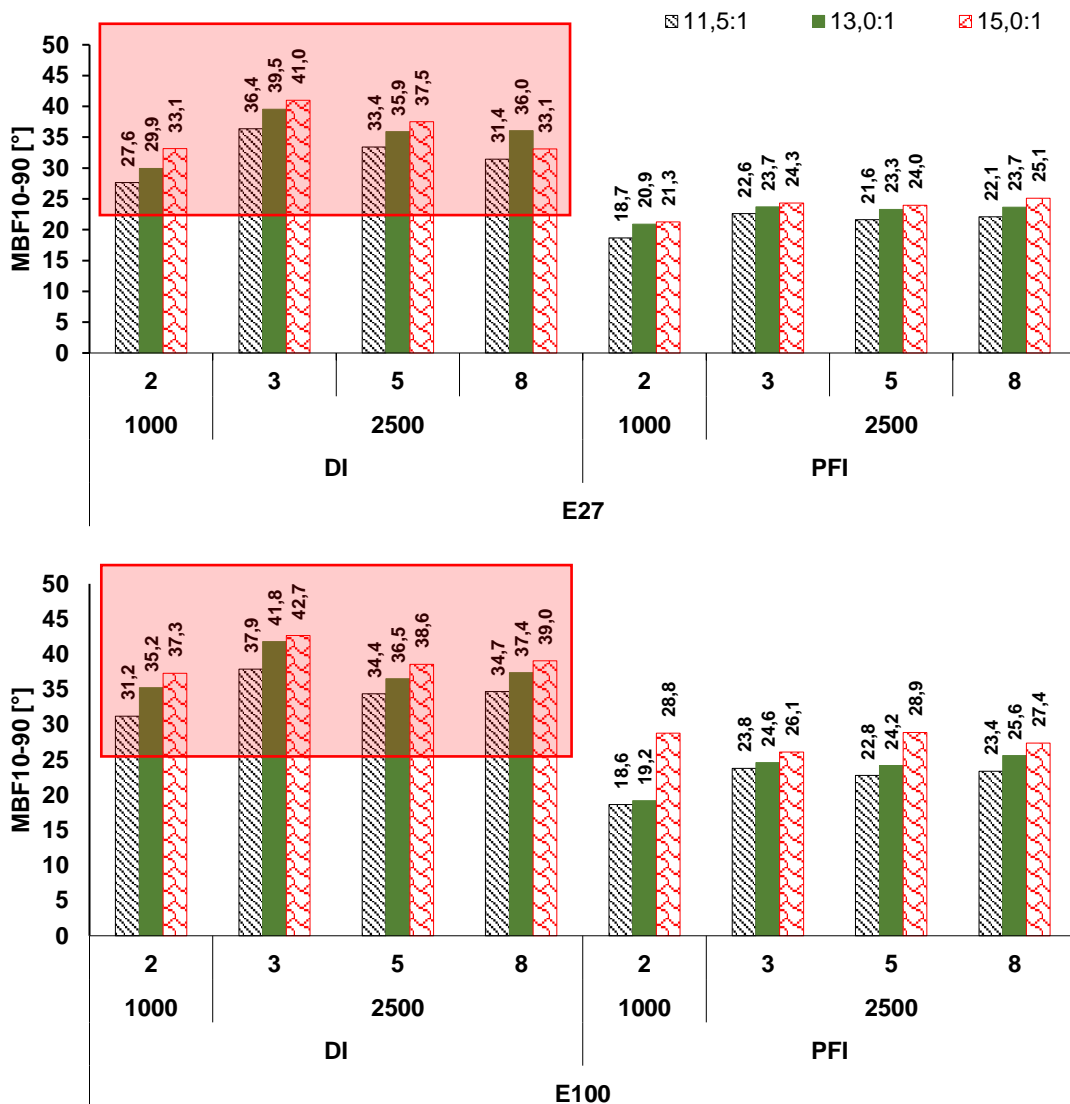
Figura 53 – MBF50 como avaliação do avanço de ignição ótimo - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

Diferentemente do parâmetro MBF50 apresentado na Figura 53, no qual há possibilidade de ajuste em função do avanço de ignição, a Figura 54 ilustra o parâmetro MBF10-90, indicativo da duração de queima rápida e, portanto, da velocidade do processo de combustão. Nota-se uma tendência de desaceleração da propagação da chama quando se eleva a razão volumétrica de compressão, sendo tal comportamento observado para ambos os combustíveis e sistemas de injeção estudados. O aumento da relação área-volume e o consequente aumento das perdas por transferência de calor contribui para a desaceleração da propagação da chama, que por sua vez indica redução da eficiência de combustão quando se eleva a razão volumétrica de compressão.

Figura 54 – MBF10-90 como avaliação da velocidade do processo de combustão - Etapa 1

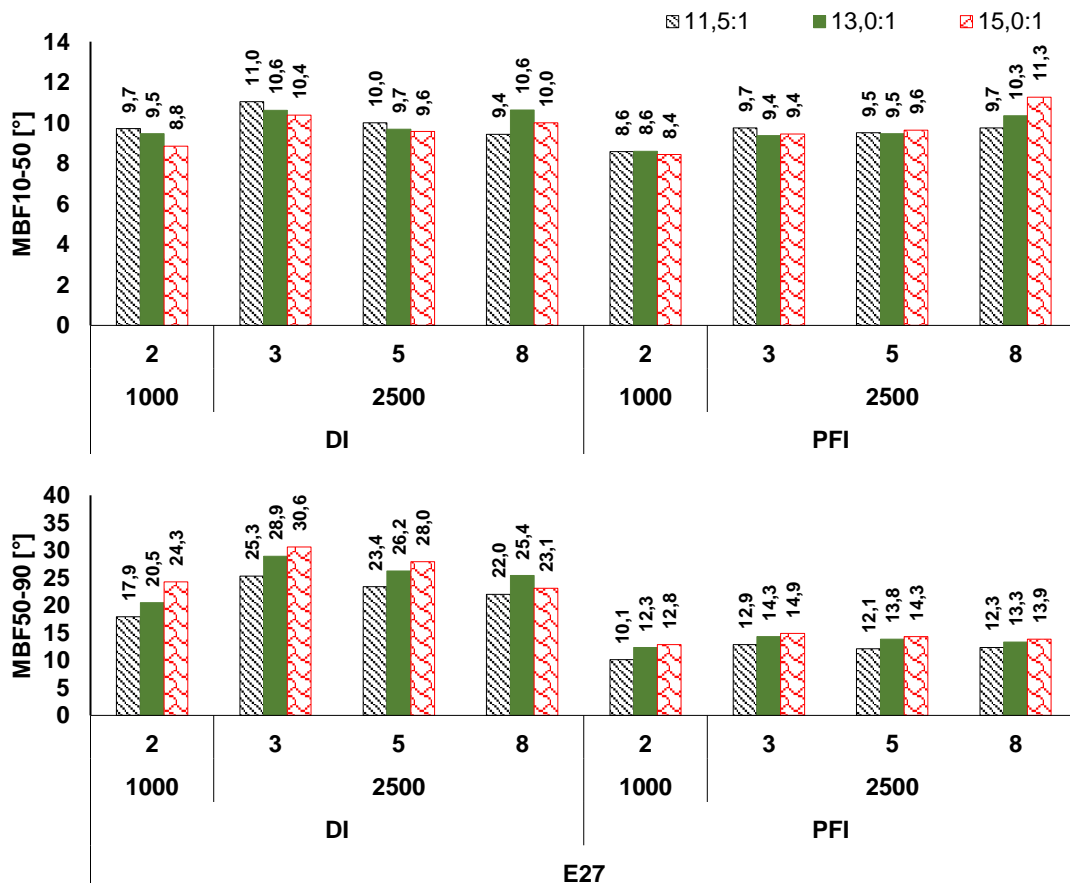


Fonte: Próprio autor

Ainda analisando a Figura 54, fica evidente que para todas as condições ensaiadas com sistema DI, a combustão ocorreu de forma mais lenta quando comparada ao sistema PFI. Segundo a revisão bibliográfica apresentada, isto ocorre devido o sistema DI utilizado ser de primeira geração, possuindo topologia *Wall-guided* que depende do toque do *spray* principalmente no pistão para promover uma melhor atomização do combustível e preparação da mistura. O filme de combustível formado na superfície do pistão ao entrar em contato com a frente de chama em propagação muda o regime dominante de propagação da chama, inicialmente do tipo pré-misturado para difusivo, reduzindo-a significativamente.

De forma a compreender melhor a desaceleração da combustão, utilizou-se a divisão do parâmetro MBF10-90 em dois intervalos simétricos, representados pelos parâmetros MBF10-50 e MBF50-90, ilustrados nas Figura 55 para combustível E27 e Figura 56 para combustível E100, respectivamente.

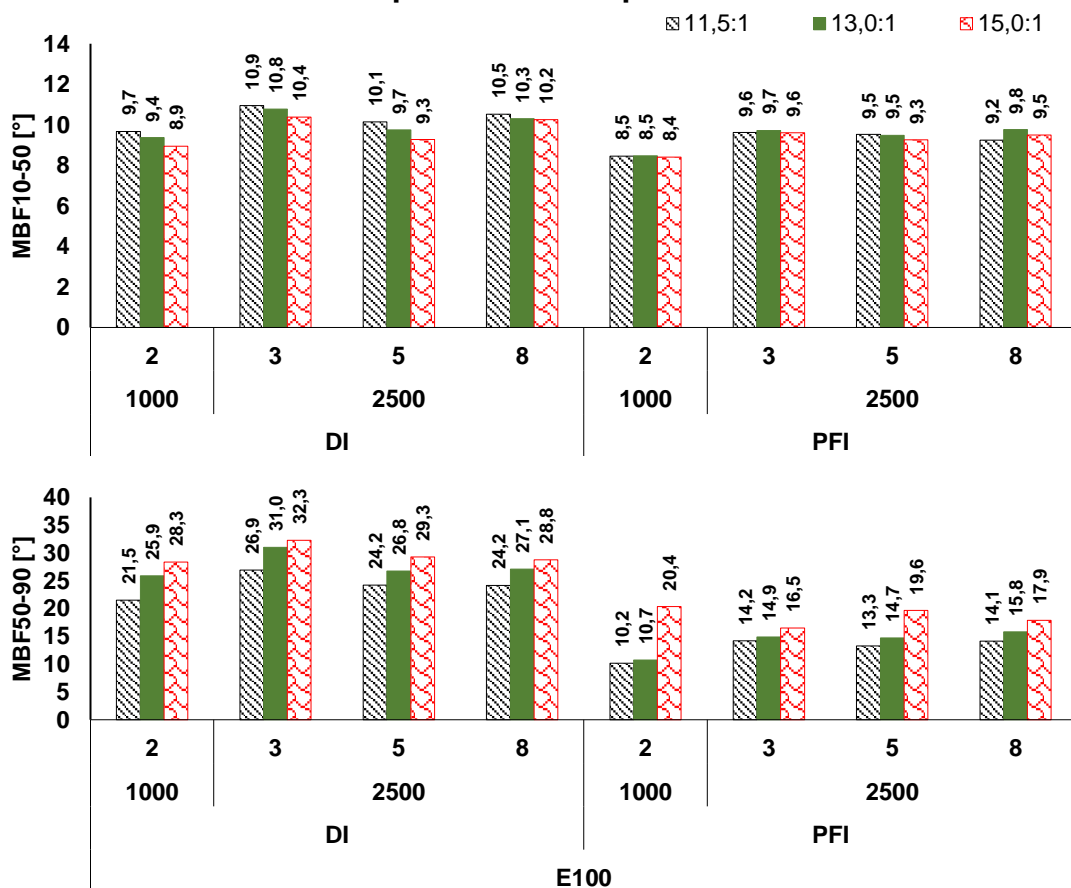
Figura 55 – MBF10-50 e MBF50-90 como avaliação do centroide da combustão para E27 - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

Nota-se um comportamento oposto entre os parâmetros. Quando se elevou a razão volumétrica de compressão, a tendência observada foi de aceleração da primeira metade do processo de combustão, para ambos os combustíveis e sistemas de injeção, com exceção de cargas mais elevadas nas quais ocorreu detonação. Entretanto, verificou-se uma desaceleração na segunda metade do mesmo processo. Ou seja, alterou-se o centroide da combustão, acelerando ligeiramente a primeira metade e desacelerando significativamente a segunda metade, sendo que o balanço indicou uma desaceleração global da combustão com o aumento da razão volumétrica de compressão.

Figura 56 – MBF10-50 e MBF50-90 como avaliação do centroide da combustão para E100 - Etapa 1

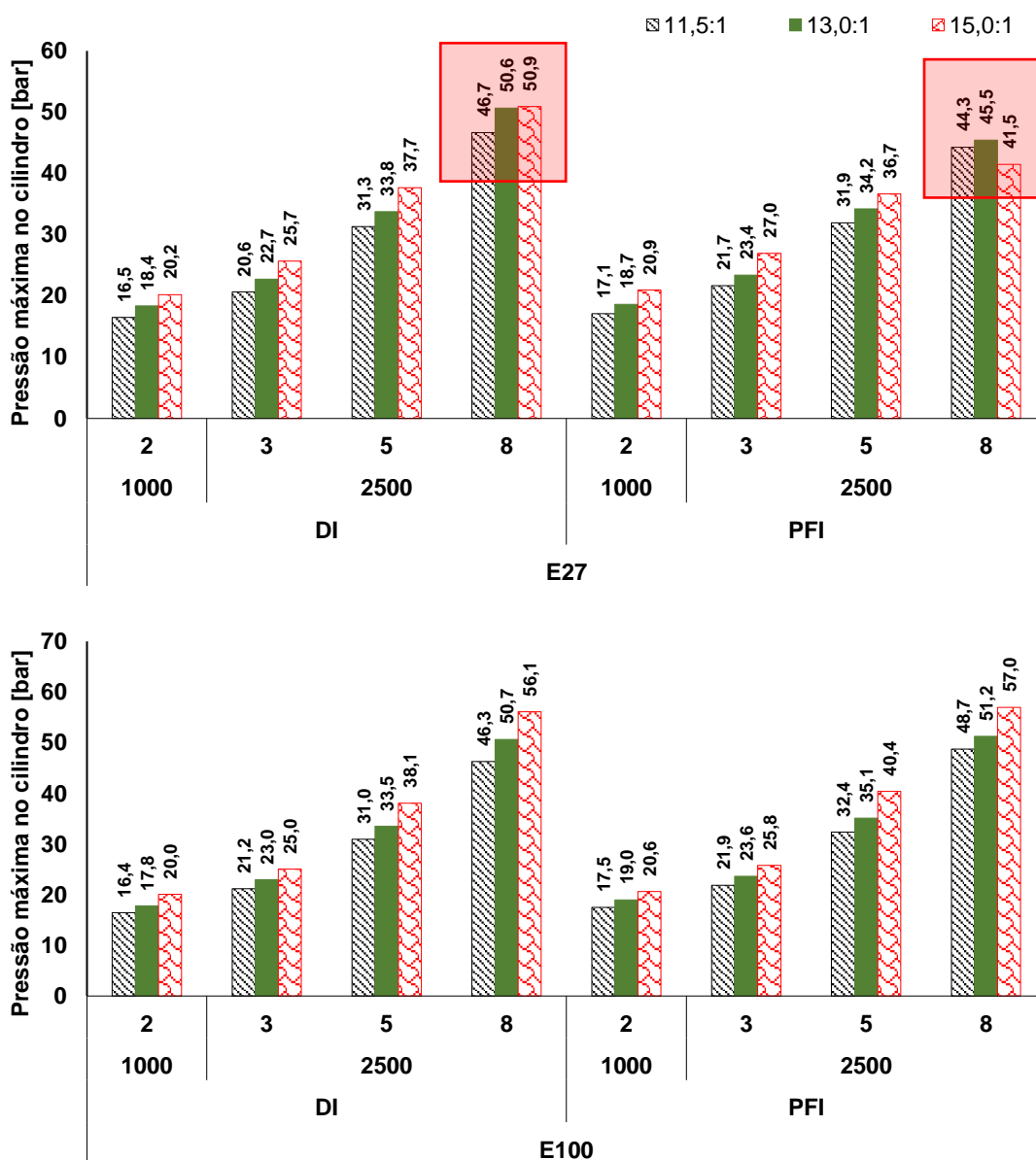


Fonte: Próprio autor

Como uma consequência direta da elevação da relação volumétrica de compressão, observou-se um aumento da pressão máxima dentro do cilindro, conforme ilustrado na Figura 57. A partir da análise da Figura 57 é possível verificar que o comportamento do pico de pressão quando se alterou o combustível é o mesmo,

inclusive tendo valores próximos para ambos os sistemas de injeção. Entretanto, quando se elevou a razão volumétrica de compressão e a carga de operação do motor, operando com E27, observou-se a redução do pico de pressão, indicativo de uma condição de operação limitada em função dos eventos de detonação. Reforça-se que a Figura 57 apresenta mais um parâmetro para análise dos pontos de operação, sendo uma informação complementar aos parâmetros já analisados e de extrema importância para dimensionamento dos componentes mecânicos de um MCI, como pistão e sistema biela-manivela.

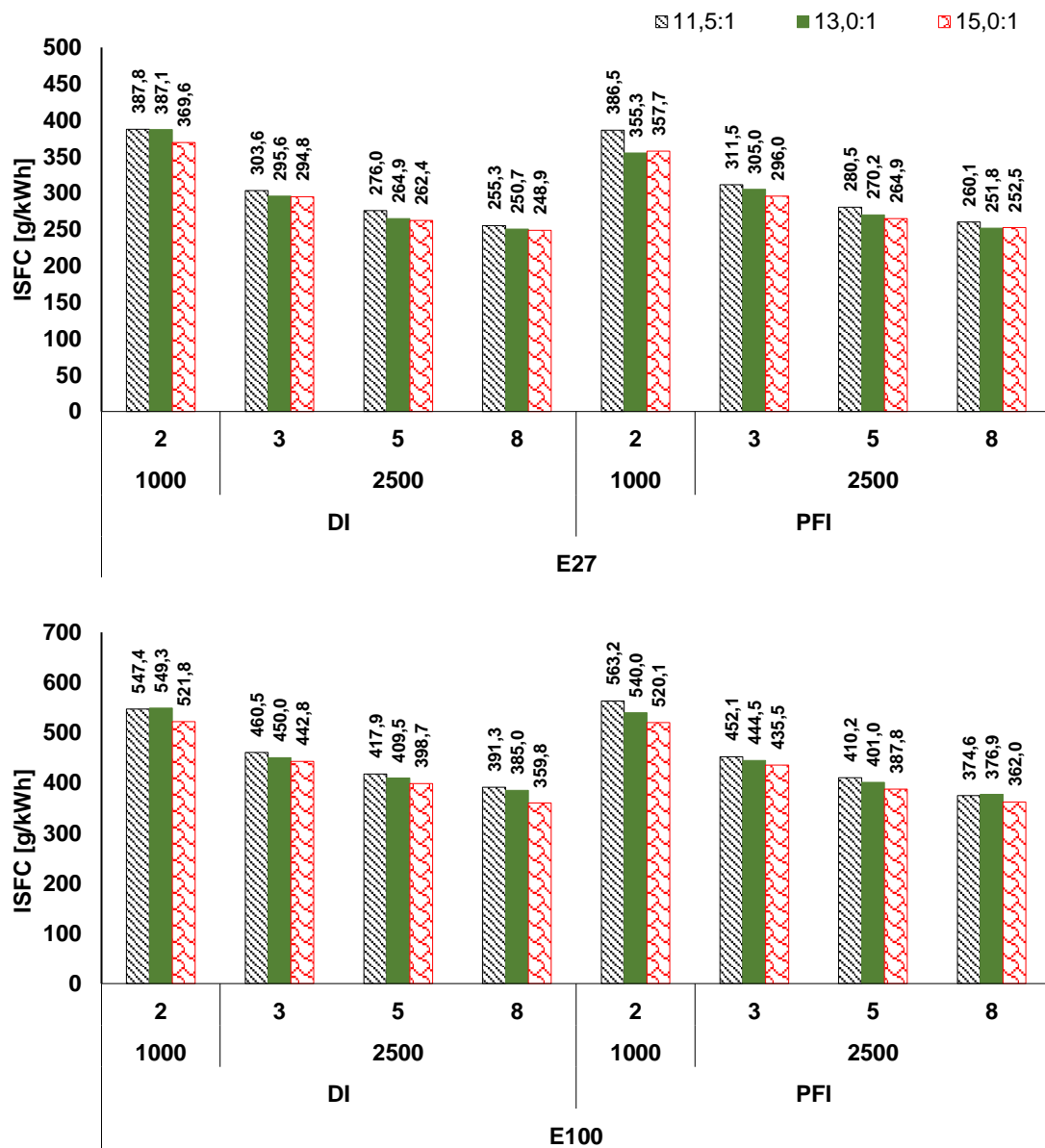
Figura 57 – Pressão máxima no cilindro - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

Observa-se na Figura 58 uma tendência nítida de redução de consumo específico de combustível indicado com o aumento da carga, além de uma influência positiva no consumo quando se elevou a razão volumétrica de compressão, de 11,5:1 para 15,0:1.

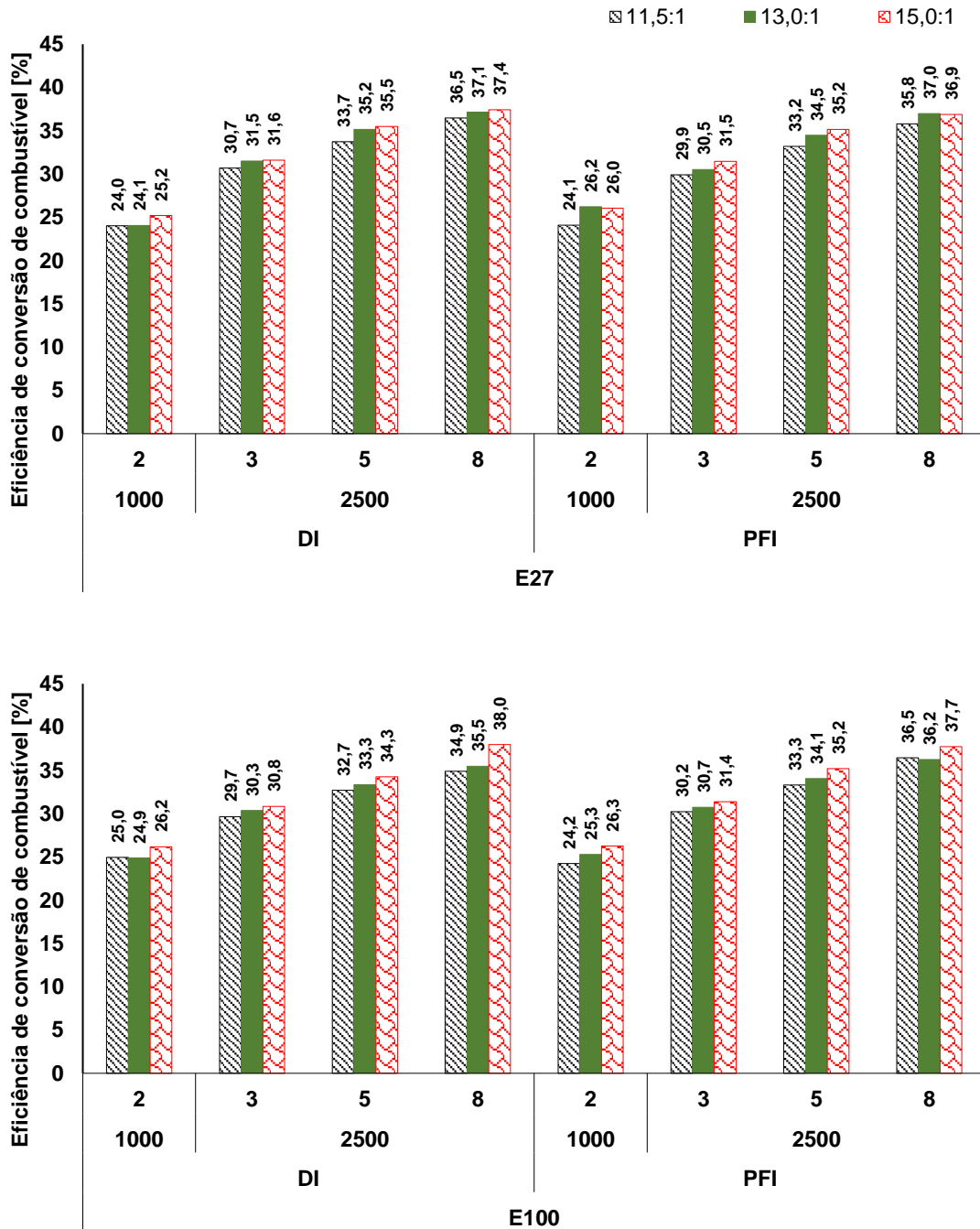
Figura 58 – Consumo específico de combustível - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

O aumento da carga, regime de rotação e relação volumétrica de compressão implicou em uma maior eficiência de conversão de combustível e portanto, menor consumo específico de combustível. O efeito direto destes fatores na eficiência pode ser observado na Figura 59.

Figura 59 – Eficiência de conversão de combustível - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

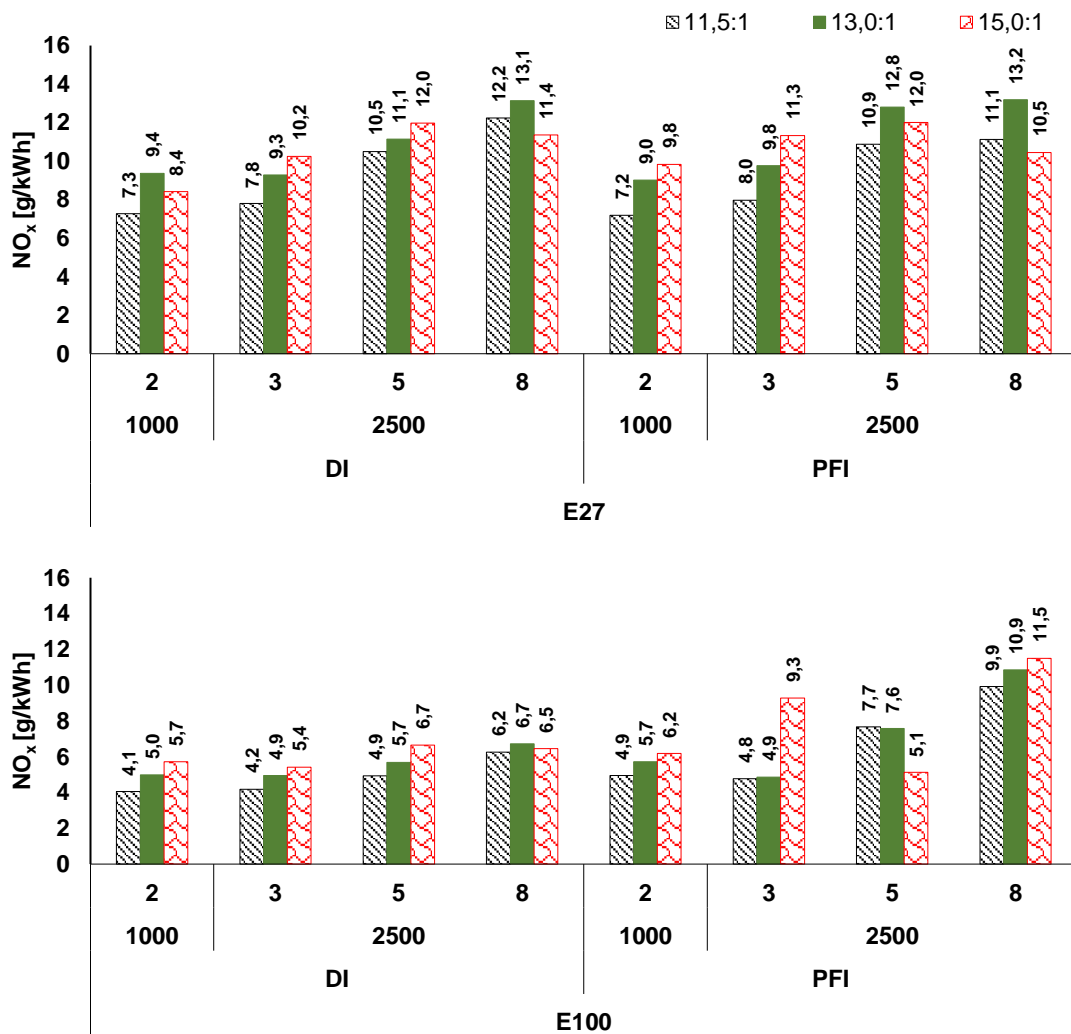
O aumento da razão volumétrica de compressão de 11,5:1 para 15,0:1 implicou em um ganho absoluto médio de 5% na eficiência de conversão de combustível para ambos os combustíveis e sistemas de injeção estudados.

Complementarmente à análise de desempenho, combustão e eficiência de conversão de combustível, avaliou-se o impacto da emissão de poluentes com cada combustível e sistema de injeção. É importante ressaltar que ao converter as

emissões em concentração volumétrica para emissões específicas, em g/kWh, há algumas mudanças de tendências, uma vez que o consumo de combustível e a potência desenvolvida pelo motor passam a ter impactos mais significativos.

Quando se analisa a Figura 60, nota-se que há uma tendência de elevação nas emissões de NO_x quando se aumenta a carga e a razão volumétrica de compressão. Este comportamento pode ser explicado pela elevação de pressão e consequentemente, temperatura, dentro da câmara de combustão quando se aumenta o NIMEP e a razão volumétrica de compressão.

Figura 60 – Emissões específicas de NO_x - Etapa 1



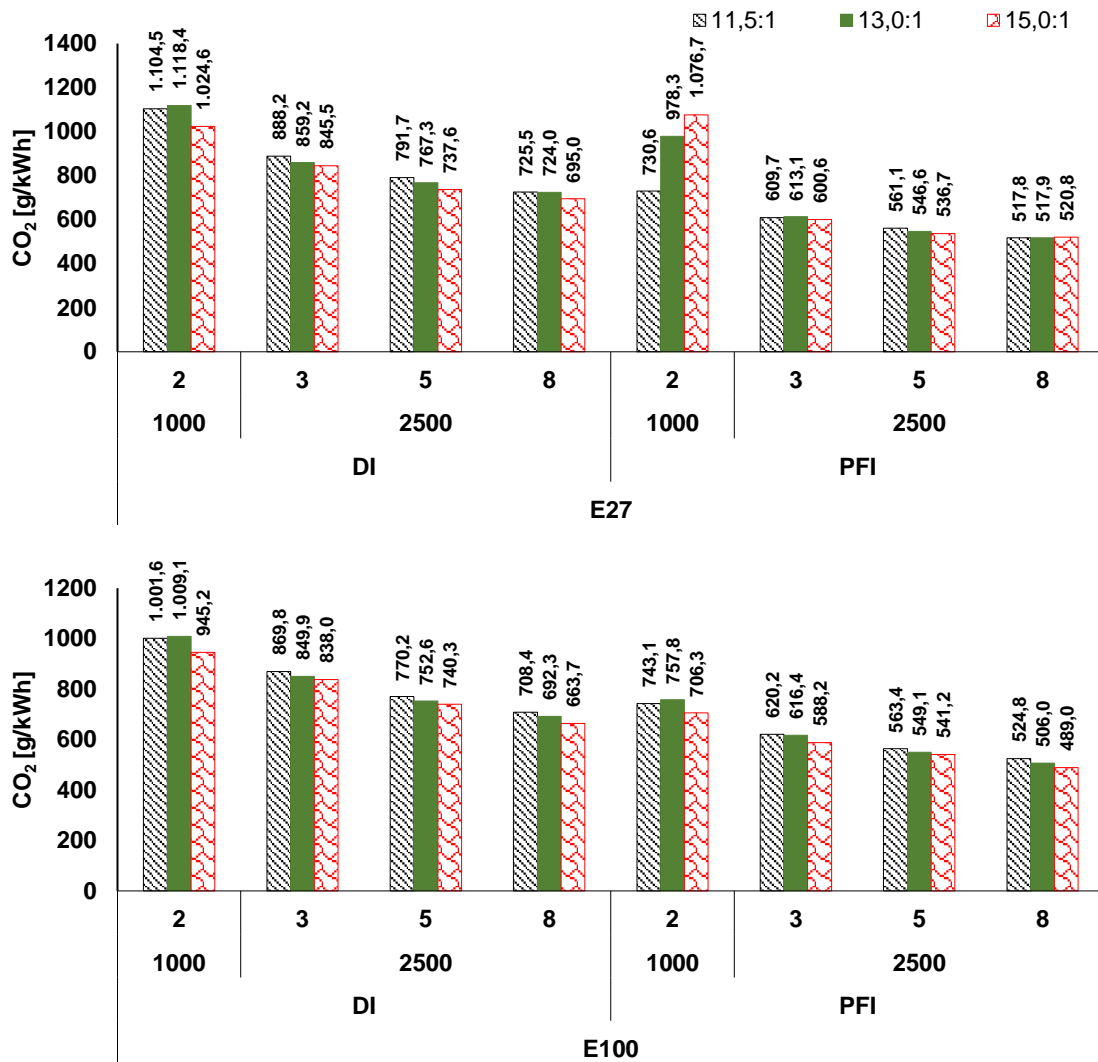
Fonte: Próprio autor

Analisando a Figura 60, verifica-se uma maior emissão de NO_x quando se utiliza E27 como combustível, cerca de 50% maior quando comparado ao E100,

exceto para as condições de alta carga e elevada razão volumétrica de compressão. Nelas, devido ao fenômeno da detonação, estabeleceu-se avanço de ignição conservador e, portanto, as pressões e temperaturas foram reduzidas, desacelerando também a cinética química de formação de NO_x . Para o combustível E27 a elevação da razão volumétrica de compressão de 11,5:1 para 15,0:1 propiciou um aumento em torno de 25% nas emissões de NO_x , característica também evidenciada no E100. Os resultados de NO_x estão de acordo com trabalhos publicados e bibliografias estudadas.

Observa-se na Figura 61 uma tendência nítida de redução das emissões específicas de CO_2 com o aumento da carga e elevação da razão volumétrica de compressão, de 11,5:1 para 15,0:1 em ambos os combustíveis e sistemas de injeção. Como relatado na revisão bibliográfica, o sistema de injeção direta apresentou maiores emissões de CO_2 quando comparado ao de injeção indireta, possuindo valores 40% maiores para o mesmo combustível.

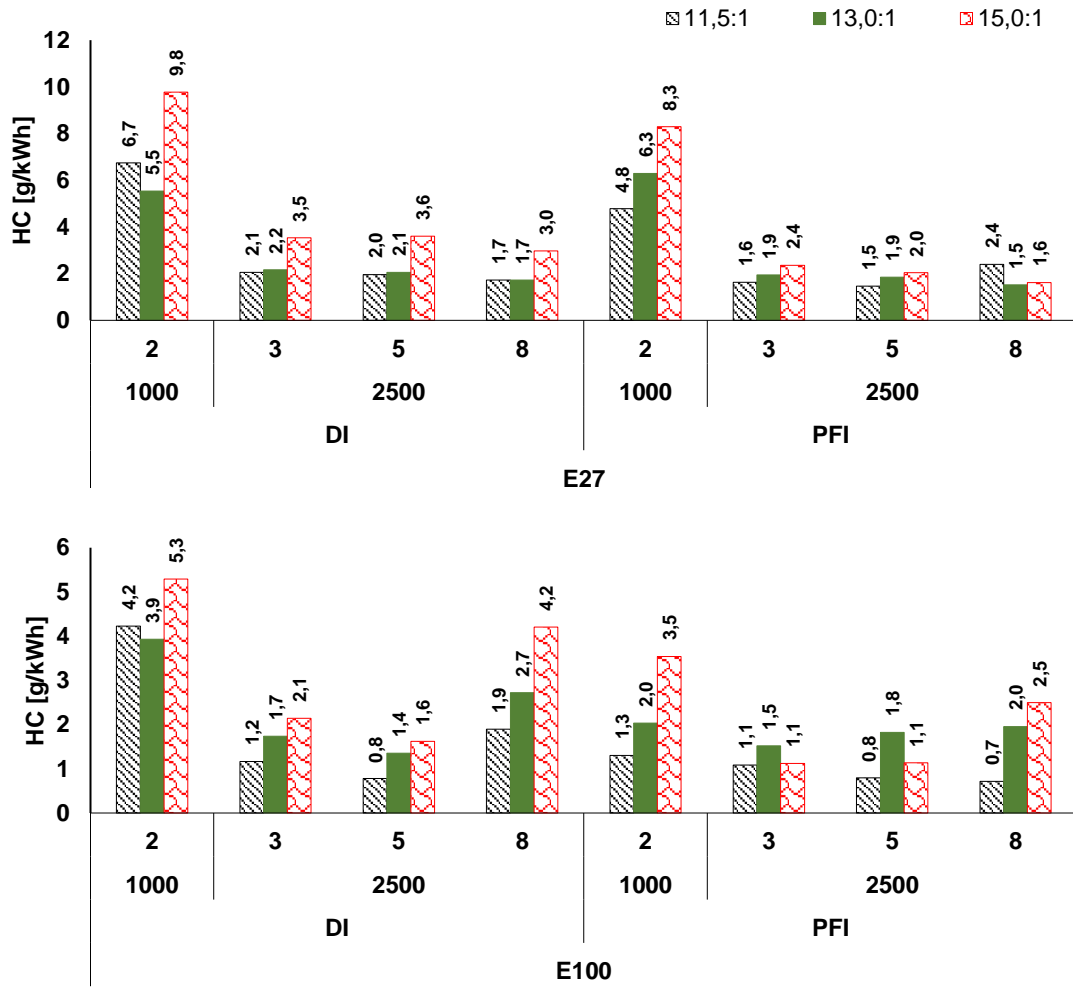
Figura 61 – Emissões específicas de CO₂ - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

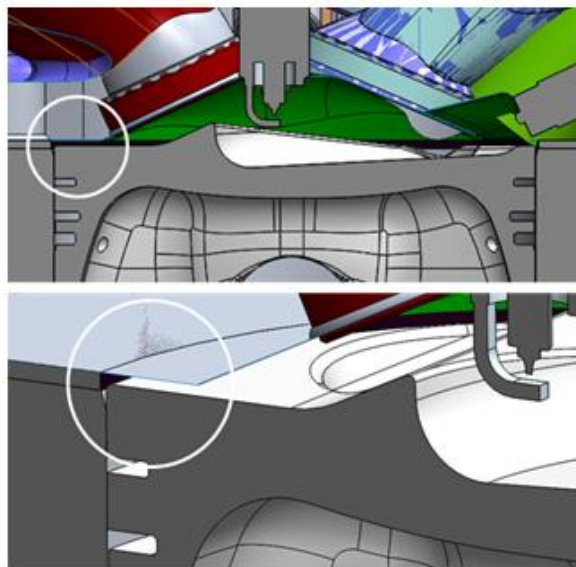
Pela análise da Figura 62 verifica-se que a elevação da relação volumétrica de compressão impacta no aumento da emissão de HC, especialmente quando se utiliza razão de 15,0:1. Esta característica está associada à redução da distância livre entre a cabeça do pistão e a face inferior do cabeçote, próximo à região de *squish*, apresentada na Figura 63. Assim, para a condição de razão volumétrica de compressão de 15,0:1, a distância mínima atinge valor próximo a 0,85mm, prejudicial à propagação da chama nessa região. Dessa forma, a extinção da chama próxima à parede da região de *squish* acarreta no aumento da quantidade de combustível não queimado, justificado pelo aumento dos índices de HC.

Figura 62 – Emissões específicas de HC - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

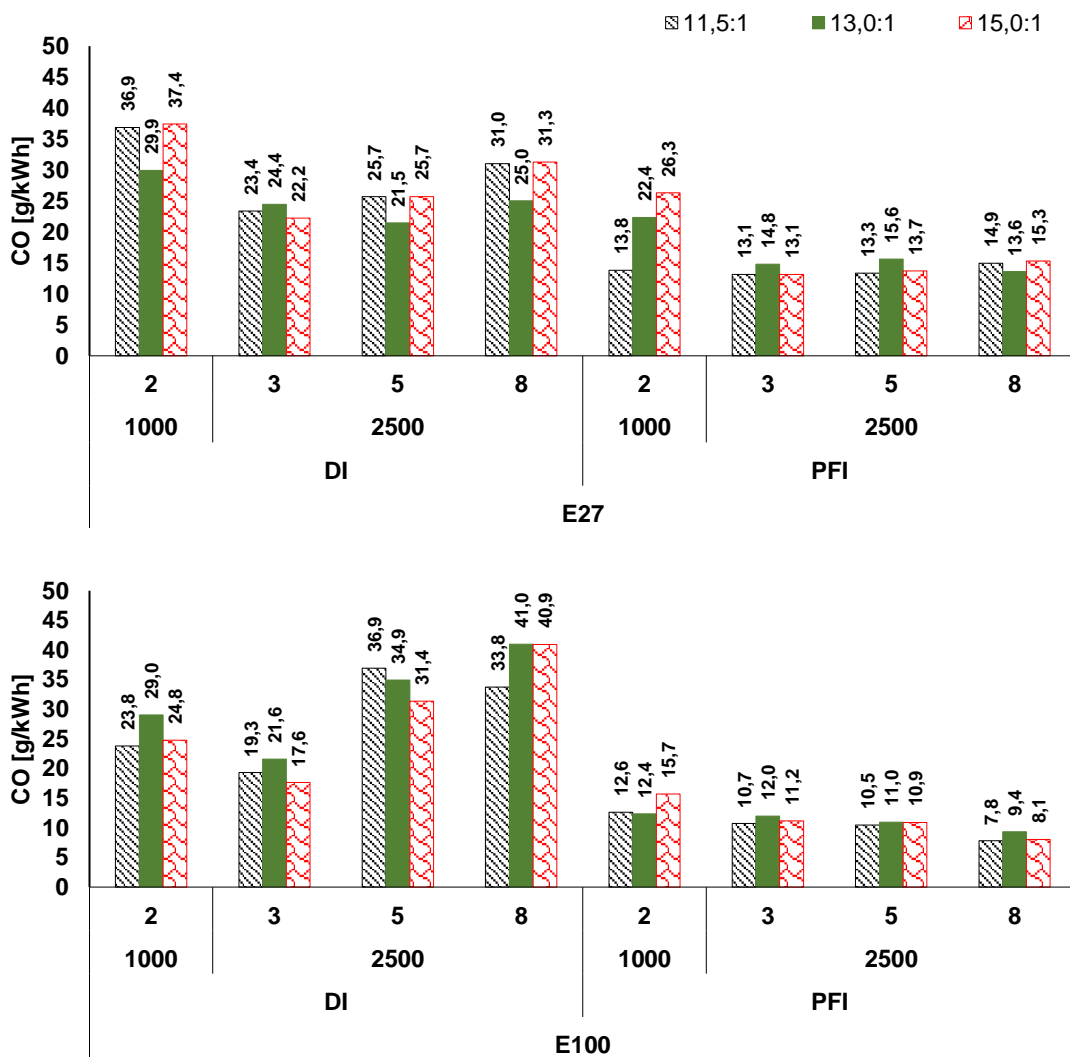
Figura 63 – Região de *squish* localizada do lado oposto do injetor DI



Fonte: Próprio autor

Pela análise da Figura 64 não se observa uma tendência clara nas emissões específicas de CO com a alteração da relação volumétrica de compressão para E27 e E100. As emissões de CO apresentaram um aumento de 45% para o sistema de injeção direta quando comparadas ao sistema de injeção indireta para ambos os combustíveis. Acredita-se que seja um comportamento particular deste motor, sendo este um ponto relevante para futuros estudos mais aprofundados.

Figura 64 – Emissões específicas de CO - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

4.2. Resultados da Etapa 2 – Influência do diagrama de válvulas em iEGR

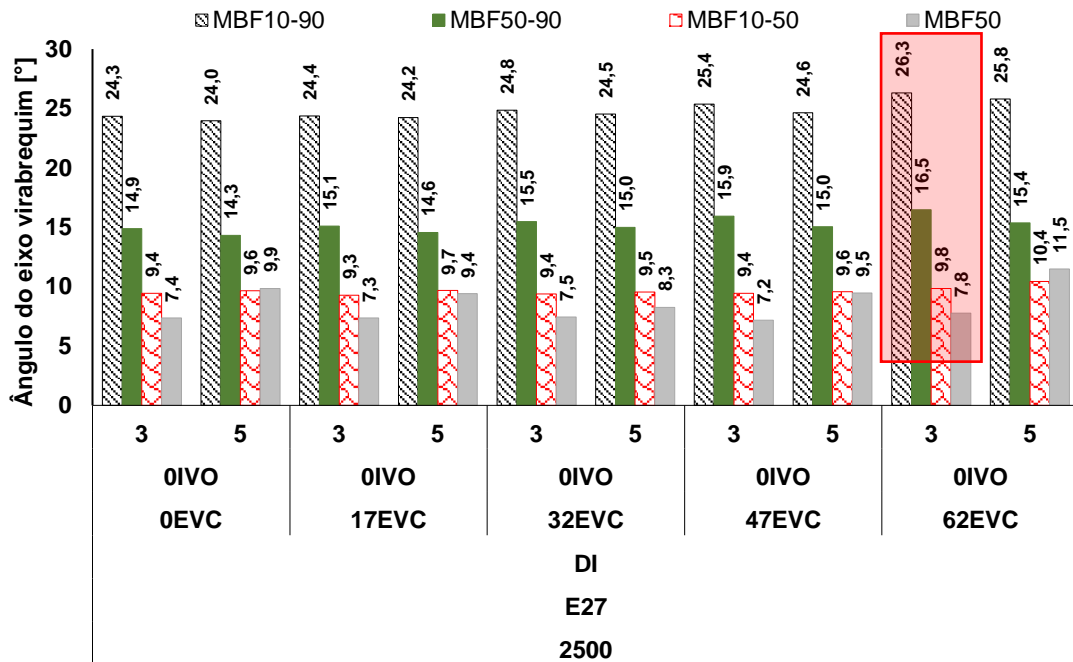
A segunda etapa consiste em verificar a influência da iEGR sobre os parâmetros de desempenho do motor. Nela, foi selecionada apenas uma relação volumétrica de compressão, de 15,0:1, e o sistema de injeção direta, por apresentar maior degradação no processo de combustão para os combustíveis E27 e E100.

4.2.1. Teste inicial para maximização da retenção de gás queimado

No estudo da influência da variação do diagrama das válvulas de exaustão, o diagrama das válvulas de admissão permaneceu inalterado, sendo o mesmo utilizado nos ensaios com câmara limpa. Assim, a abertura da válvula de admissão ocorreu em 0 grau do ponto morto superior. Foram avaliados 5 pontos de fechamento da válvula de exaustão – 0, 17, 32, 47 e 62 graus DMPS. Já para o estudo das influências da variação do diagrama da válvula de admissão, o diagrama das válvulas de exaustão não foi alterado, tendo o fechamento das válvulas de exaustão no ponto morto superior. Para esse segundo caso, 4 pontos de abertura das válvulas de admissão foram estudados – 0, 18, 34 e 49 graus antes do ponto morto superior. Todos os casos foram estudados para duas cargas – 3 e 5 bar de NIMEP e 2500 rpm.

A Figura 65 apresenta a velocidade de queima da mistura para a variação do diagrama das válvulas de exaustão. Nela é possível verificar a desaceleração da queima, indicando o aumento dos gases residuais na câmara de combustão. A redução na velocidade para esse caso chega a 8%, quando se compara 62°EVC e 0°EVC, para carga de 3 bar de NIMEP.

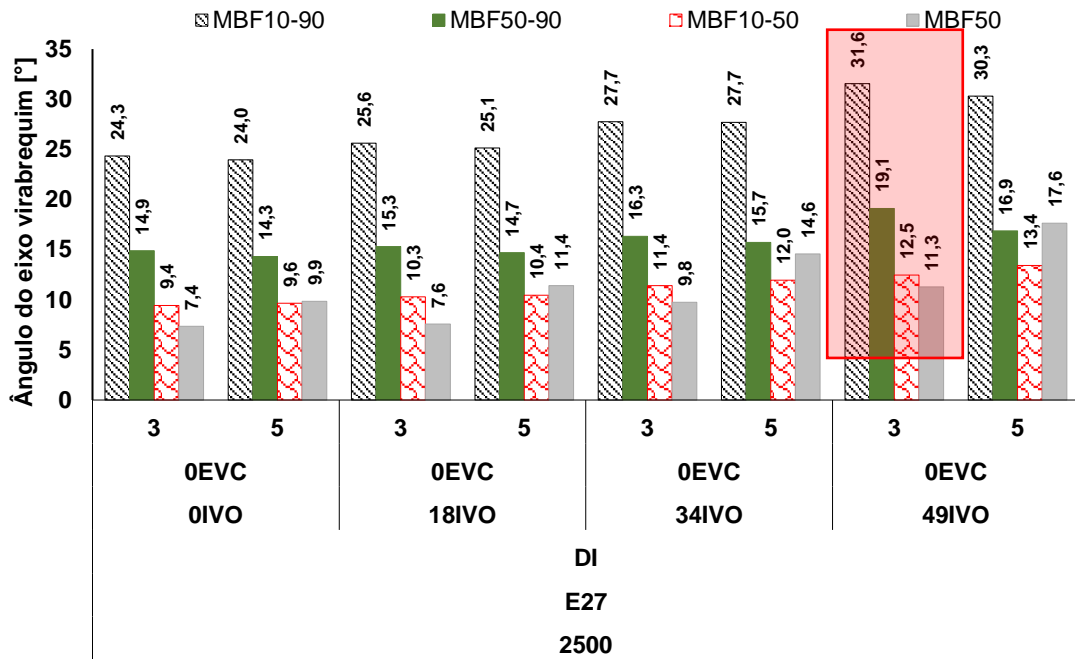
Figura 65 – Duração da combustão como função do fechamento atrasado da válvula de escapamento



Fonte: Próprio autor

A variação no diagrama de válvulas da admissão afetou imensamente a velocidade de queima da mistura. Como pode ser visto na Figura 66, a duração de queima para ambas as cargas passou dos 30 graus de virabrequim, para o diagrama de 49°IVO. A desaceleração para esse segundo caso chegou a 29,7% comparando 49°IVO com o 0°IVO, para a menor carga.

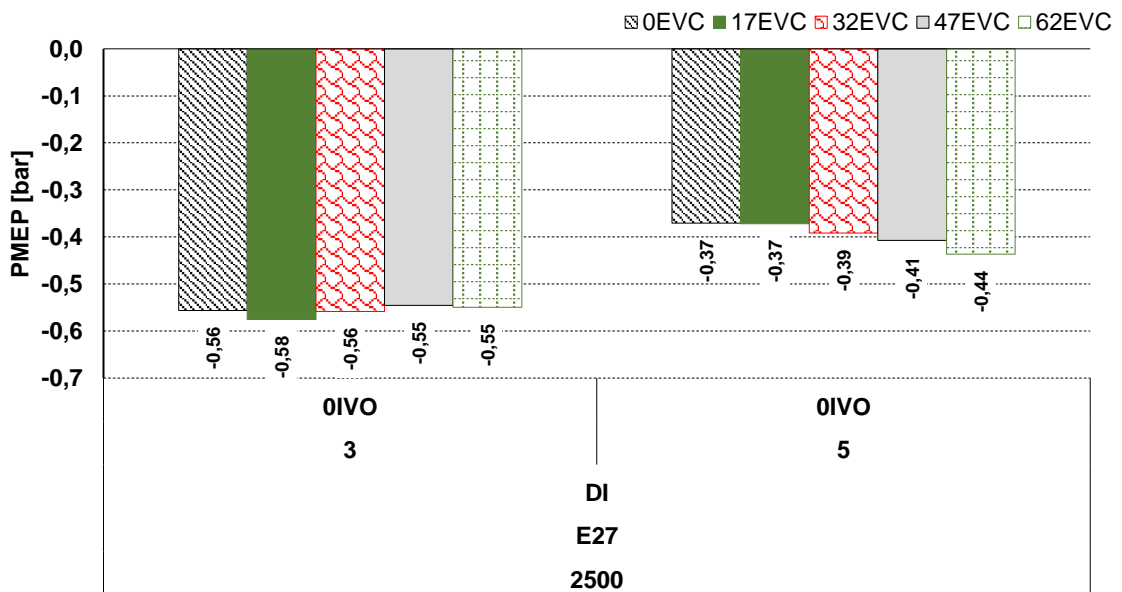
Figura 66 – Duração da combustão como função da abertura adiantada da válvula de admissão



Fonte: Próprio autor

Pela análise da Figura 67 é possível concluir que a variação do diagrama das válvulas de exaustão não produz efeito sobre as perdas de bombeamento. Para 5 bar de NIMEP, as perdas aumentam em 19%.

Figura 67 – Perdas por bombeamento como função do fechamento atrasado da válvula de escapamento

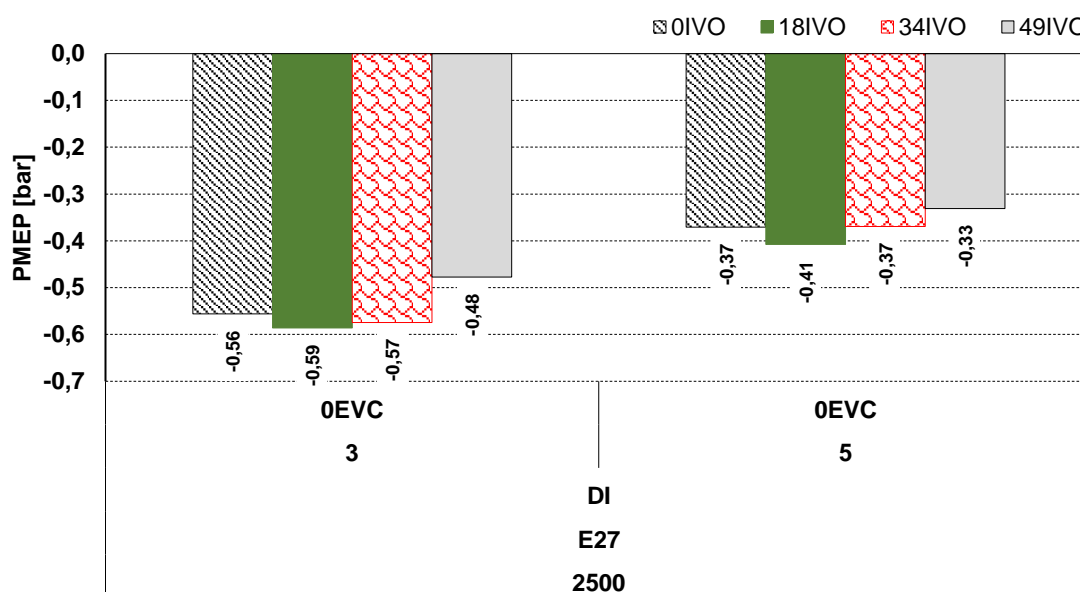


Fonte: Próprio autor

A variação do diagrama das válvulas de admissão provocou uma expressiva redução das perdas por bombeamento do motor, Figura 68. Para a carga de 3 bar de NIMEP, as reduções chegaram a 14%, enquanto para a carga de 5 de NIMEP as perdas foram reduzidas em 10%. Em ambos os casos, comparou-se o 0°IVO com a configuração 49°IVO.

Esses resultados comprovam que a configuração 49° IVO foi eficiente ao reter a mistura queimada na câmara de combustão. A utilização de um sistema para o aumento da energia cinética turbulenta, juntamente com EGR interna, tende a ser eficaz para recuperar a taxa de queima da mistura, que resulta em um aumento na eficiência de conversão de combustível.

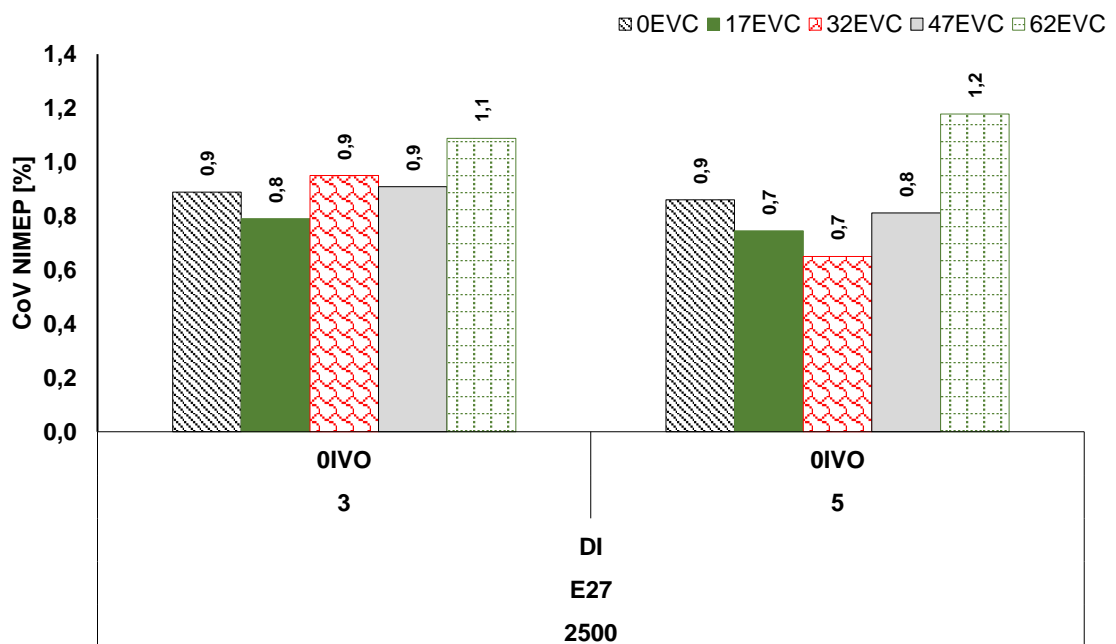
Figura 68 – Perdas por bombeamento como função da abertura adiantada da válvula de admissão



Com o objetivo de verificar a estabilidade do processo de combustão para ambas as estratégias, analisou-se a covariância da pressão média efetiva indicada. A Figura 69 e Figura 70 ilustram detalhadamente o efeito da variação do comando de escapamento e de admissão, respectivamente. Nota-se que na primeira estratégia não se observou variação considerável do CoV-NIMEP, exceto para a condição de maior atraso no fechamento da válvula de escapamento. Entretanto, quando se analisa os resultados com a segunda estratégia, verifica-se um aumento considerável da instabilidade do processo de combustão. Em parte, este aumento reforça a

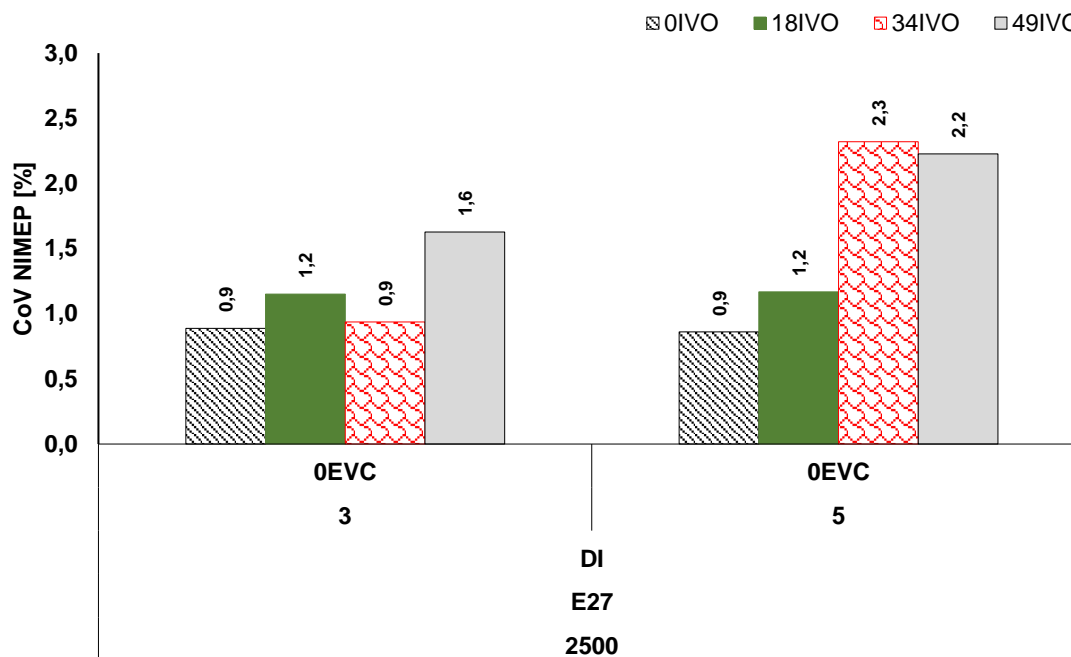
premissa de que a estratégia de abertura antecipada da válvula de admissão tem maior efeito na retenção de gás queimado. Outro fator importante para elevação da instabilidade do processo de combustão foi a redução da temperatura média do gás residual ao se misturar com o gás na admissão. Neste sentido, entende-se que ao se praticar a abertura antecipada da válvula de admissão, os gases são direcionados no sentido do coletor de admissão, combinando-se com a mistura fresca e reduzindo a temperatura média. Tal fato não ocorre com o fechamento atrasado da válvula de escapamento, uma vez que o gás residual é função da reentrada do gás do coletor de exaustão. Sabe-se que com uma temperatura mais baixa o gás residual tende a causar oscilações maiores de pressão média efetiva, indicando uma maior instabilidade ciclo-a-ciclo do processo de combustão. Entretanto, os valores obtidos estão dentro dos níveis aceitáveis e, portanto, não devem ser compreendidos como um prejuízo geral ao funcionamento.

Figura 69 – Estabilidade do processo de combustão como função do fechamento atrasado da válvula de escapamento



Fonte: Próprio autor

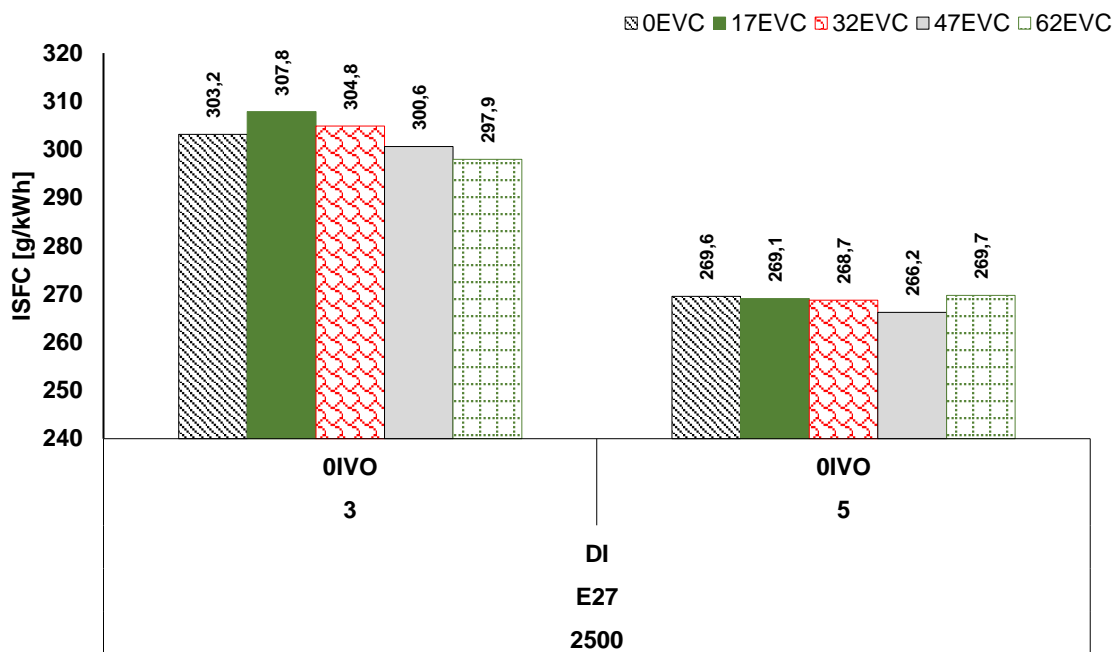
Figura 70 – Estabilidade do processo de combustão como função da abertura adiada da válvula de admissão



Fonte: Próprio autor

A Figura 71 ilustra o comportamento do consumo específico de combustível como uma função do ângulo de fechamento atrasado da válvula de escapamento. Nesta estratégia, na qual a válvula de escapamento é fechada de forma tardia para reter o gás queimado, observou-se uma significativa redução de consumo de combustível, especialmente quando se trabalhou com o diagrama mais atrasado possível. Esta redução de consumo foi observada para a menor carga de trabalho, 3 bar de NIMEP, sendo que o comportamento se alterou para a condição de carga ligeiramente maior, de 5 bar. A redução de consumo quando comparada ao *baseline* foi de cerca de 1,7%. É importante ressaltar que a obtenção de maiores eficiências em cargas menores torna-se uma tendência devido ao melhor balanço entre a redução do trabalho de bombeamento e o aumento do tempo de combustão causado pela presença da IEGR.

Figura 71 – Consumo específico de combustível como função do fechamento atrasado da válvula de escapamento

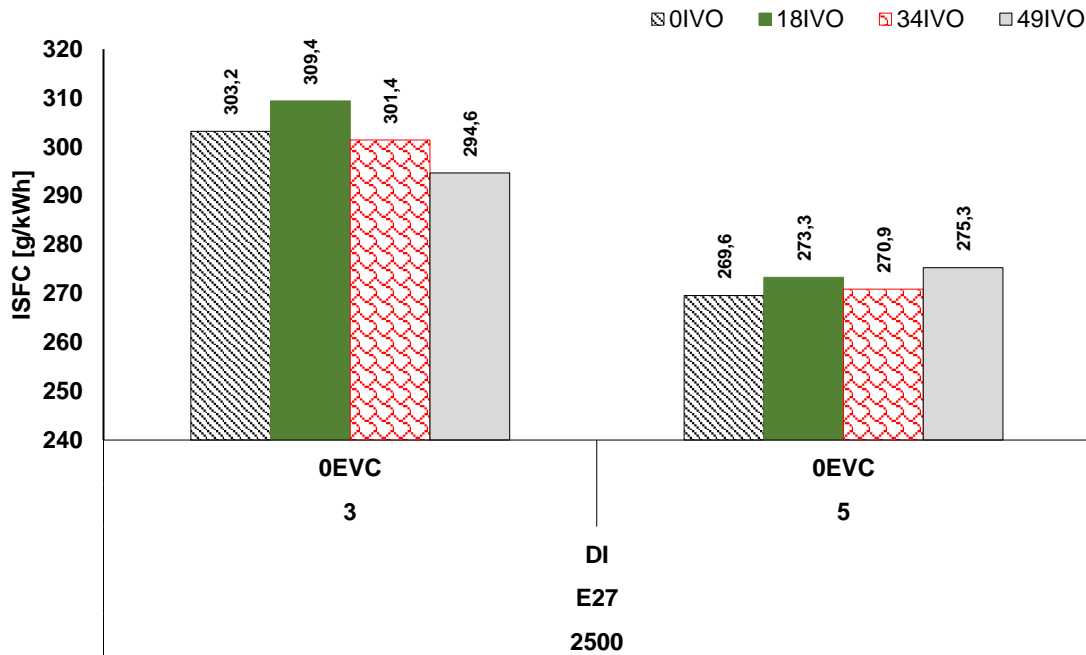


Fonte: Próprio autor

Na Figura 72 observam-se os resultados obtidos para o consumo específico de combustível agora como uma função do ângulo de abertura adiantada da válvula de admissão. Nesta estratégia, na qual a válvula de admissão é aberta de forma antecipada para reter o gás queimado, observou-se uma significativa redução de consumo de combustível, especialmente quando se trabalhou com o diagrama mais adiantado possível. Esta redução de consumo foi observada para a menor carga de trabalho, de 3 bar de NIMEP, sendo que o comportamento se alterou para a condição de carga ligeiramente maior, 5 bar. A redução de consumo quando comparada ao *baseline* foi de cerca de 2,8%.

Desta forma, entende-se que a retenção de gás queimado pela estratégia de abertura adiantada da válvula de admissão é mais eficaz para reduzir o consumo de combustível. Houve também um maior impacto na redução das perdas por bombeamento, o que de fato sugere que esta é a melhor fonte para maximização da eficiência quando comparada à estratégia de fechamento tardio da válvula de escapamento.

Figura 72 – Consumo específico de combustível como função da abertura adiantada da válvula de admissão



Fonte: Próprio autor

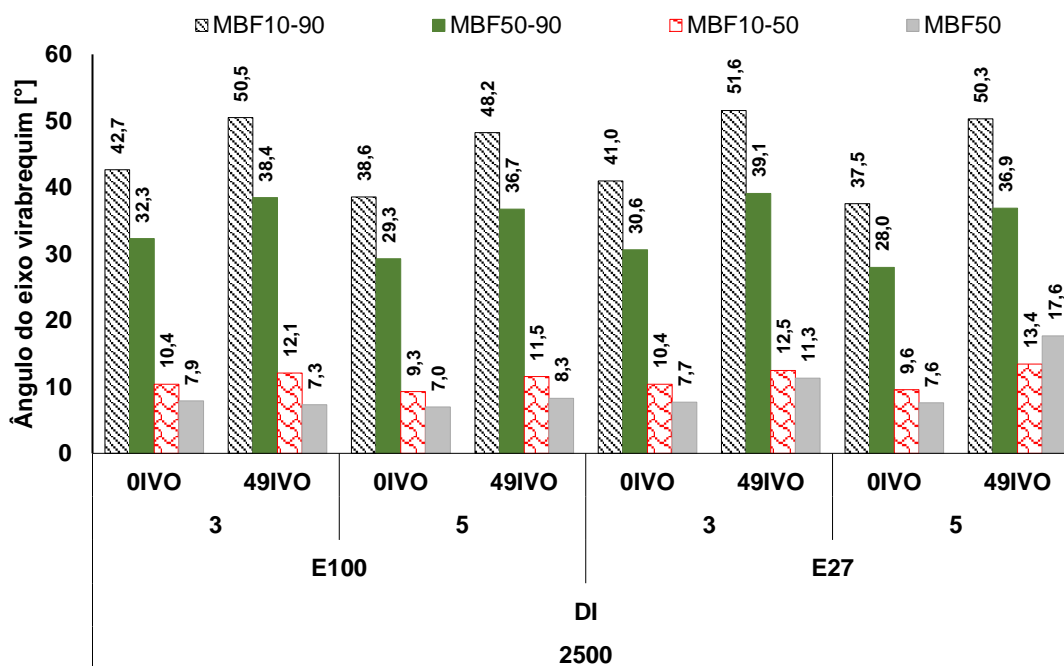
4.2.2. Estudo da influência do diagrama de válvulas em iEGR

Nesta seção são mostrados os resultados obtidos para a operação com E100 e E27 para as duas diferentes condições de carga, 3 bar e 5 bar de NIMEP, e para a razão volumétrica de compressão de 15,0:1. Foi avaliada a influência da utilização de câmara limpa (0°IVO) e câmara suja (49°IVO). A retenção de mistura queimada pelo adiantamento da abertura da válvula de admissão foi a estratégia adotada, em função dos resultados obtidos na seção anterior.

Uma característica da presença de mistura queimada residual na câmara de combustão é a desaceleração do processo de combustão e redução da velocidade de formação do *kernel*. Dessa forma, os resultados obtidos corroboram esta afirmação, uma vez que indicam um aumento de cerca de 5° na duração da porção rápida da combustão (MBF10-90), Figura 73, indicando uma propagação mais lenta da combustão para manter o MBF50 em 8° DPMS. Outra característica evidente é que a iEGR apresenta maior impacto na duração da segunda metade da combustão (MBF50-90), indicando um aumento de cerca de 6° quando comparando câmara limpa e câmara suja para a mesma condição de carga e rotação ensaiada. Ainda analisando a Figura 73, o combustível E100 se destaca quando operando em iEGR, permitindo

que a combustão ocorra para MBF50 em valores próximos de 8° APMS. Esta característica não foi verificada para o combustível E27 ao operar com iEGR, uma vez que o fenômeno de detonação limitou o MBF50 para valores superiores a 8° APMS, sendo esta condição denominada LDI.

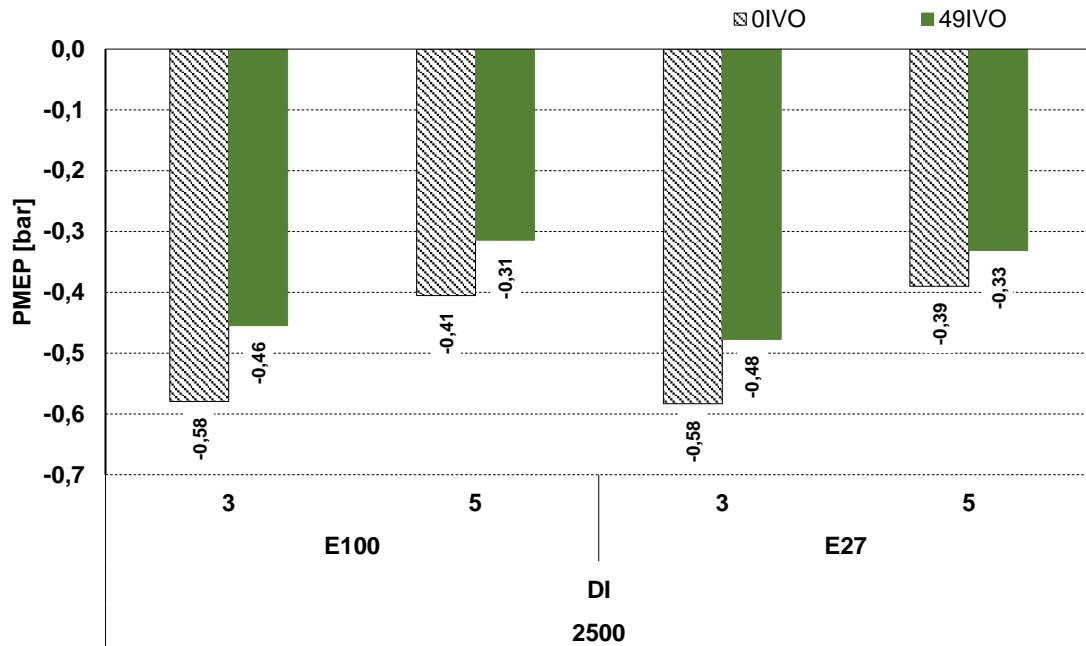
Figura 73 – Comparação da duração da combustão entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

Ao se trabalhar com iEGR há uma degradação do processo de combustão. Isto ocorre porque a velocidade de propagação da chama se reduz, o que leva a uma menor eficiência do processo de queima de combustível e, portanto, a uma possível redução da eficiência de conversão de combustível. A redução das perdas de bombeamento é uma das vantagens de se utilizar iEGR e, por isso, investigou-se a influência do adiantamento da abertura da válvula de admissão no parâmetro PMEP, que indica as perdas por bombeamento. Observa-se na Figura 74 que ao se trabalhar com o diagrama de admissão adiantado houve redução da PMEP em cerca de 20% para os casos ensaiados, indicando menores perdas por bombeamento. Tal fato é consequência da maior abertura da válvula borboleta aceleradora, possibilitada pelo excesso de mistura residual queimada em virtude da estratégia de iEGR.

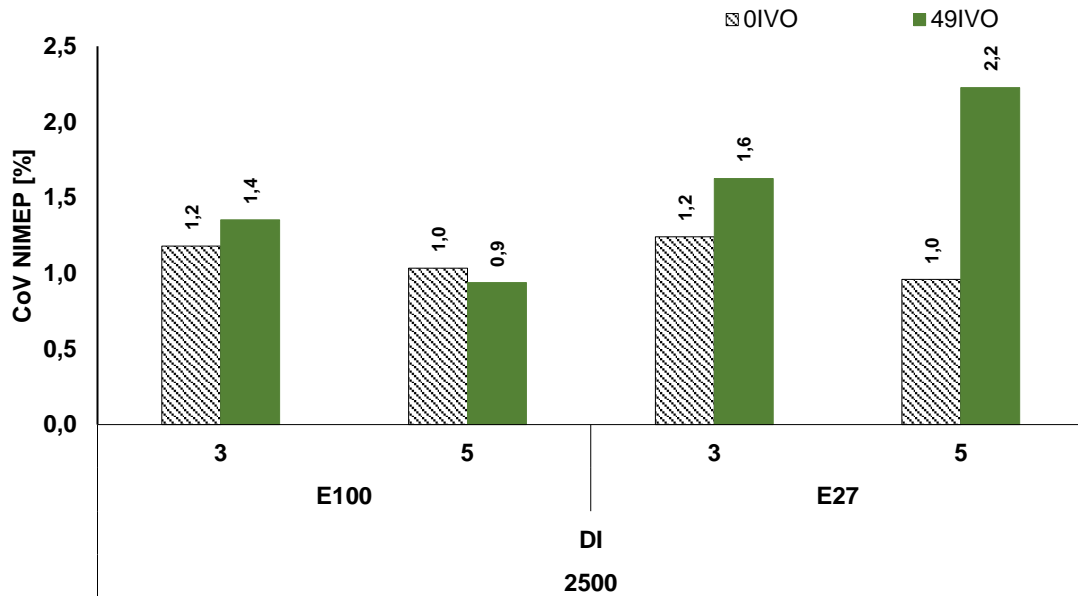
Figura 74 – Comparação das perdas por bombeamento entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

Como um indicativo da capacidade de se operar com iEGR sem prejuízo da estabilidade do processo de combustão, apresenta-se na Figura 75 os resultados obtidos para a covariância da pressão média efetiva indicada. Nota-se uma pequena elevação da instabilidade do processo de combustão ciclo-a-ciclo, mas muito abaixo do valor máximo recomendado, 3,5%. Neste sentido, entende-se que ainda há como explorar o iEGR e atingir reduções mais significativas nas emissões de poluentes, mas também obter ganhos em eficiência de conversão de combustível.

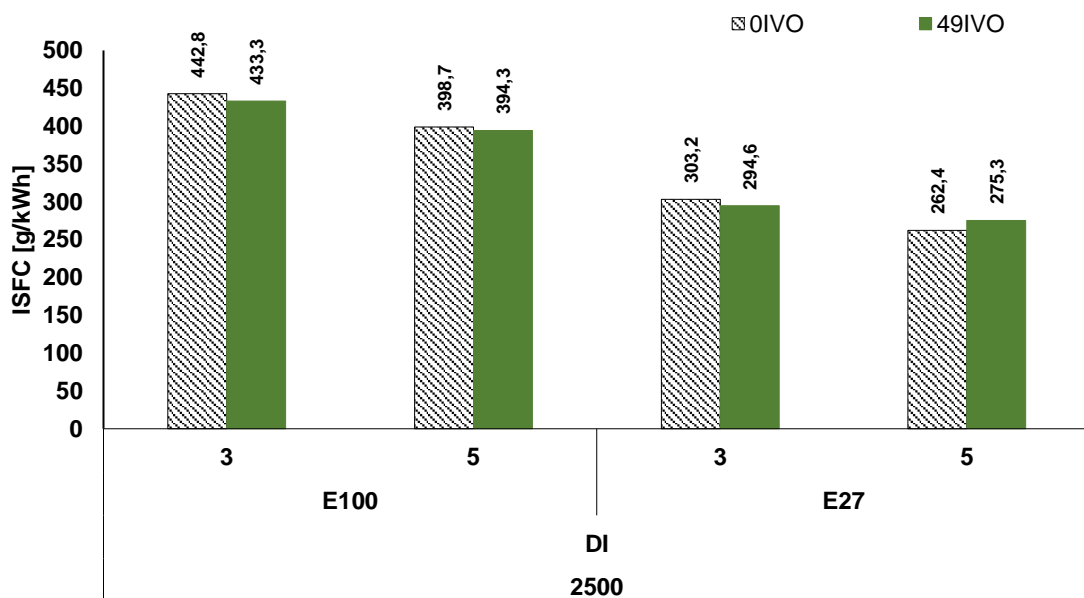
Figura 75 – Comparação da estabilidade do processo de combustão entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

Observa-se que, de uma forma geral, não verificou-se redução de consumo específico de combustível quando operando com câmara suja em relação à câmara limpa para o combustível E27, conforme ilustrado na Figura 76, devido à degradação excessiva do processo de combustão.

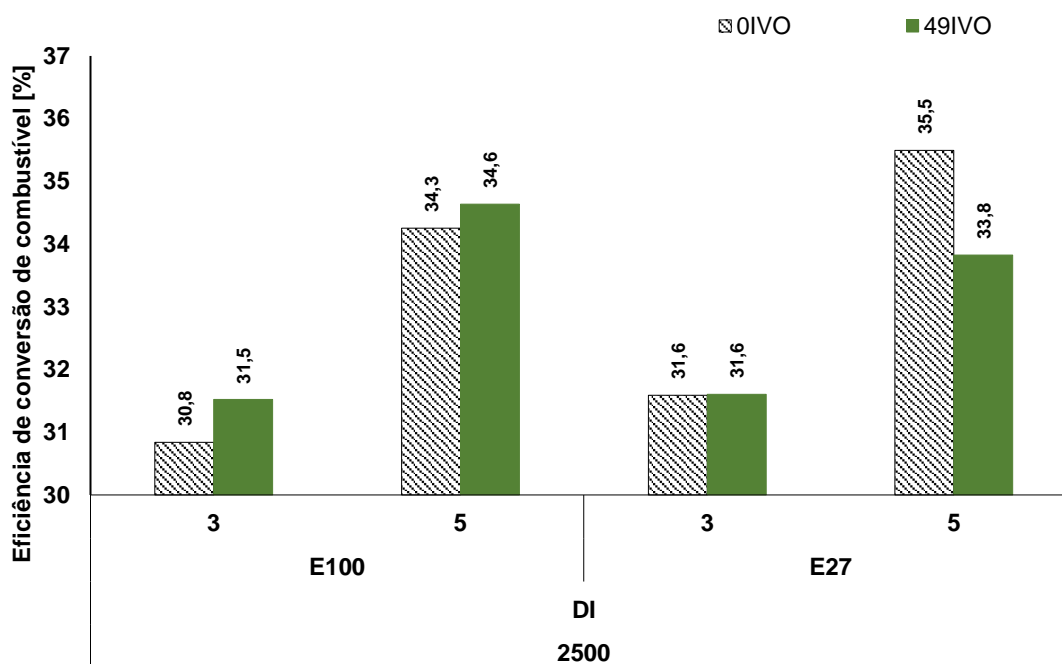
Figura 76 – Comparação do consumo específico de combustível entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

Entretanto, para condições de operação com E100, o ganho de eficiência superou os 2% absolutos, o que ilustra a potencialidade da retenção de mistura queimada em melhorar a eficiência do motor, conforme demonstrado na Figura 77.

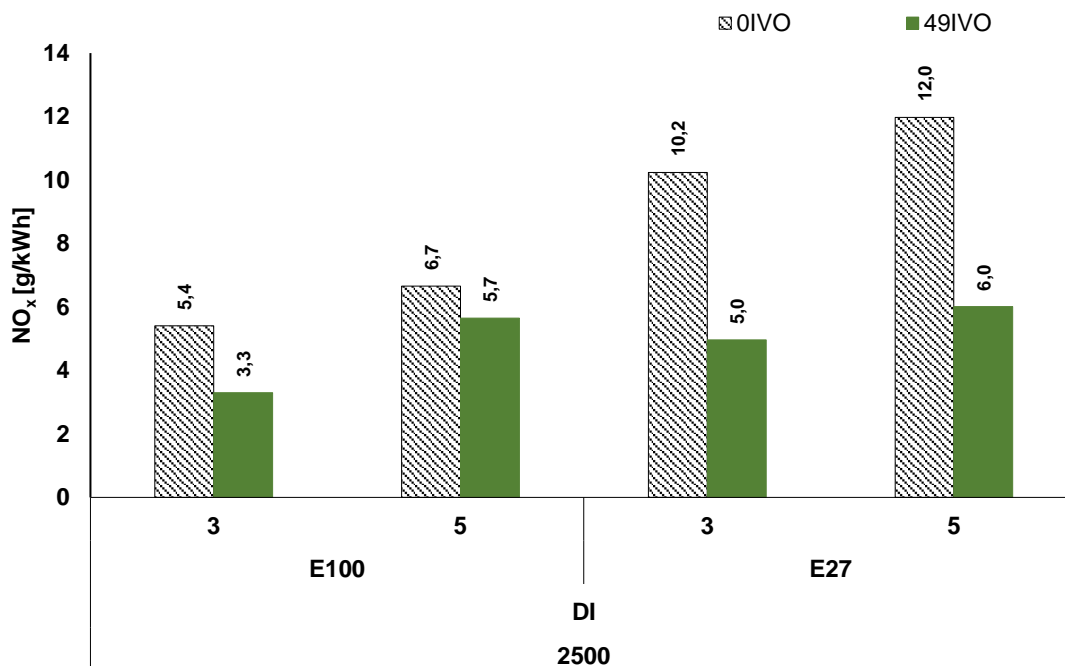
Figura 77 – Comparação da eficiência de conversão de combustível entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

Outro benefício esperado quando se trabalha com iEGR é a redução das emissões de NO_x em virtude da homogeneização e redução da temperatura média da frente de chama, descritos na revisão bibliográfica. Dessa forma, os resultados apresentados na Figura 78 ilustram que o comportamento esperado foi obtido nos ensaios. Observa-se uma redução média nas emissões específicas de NO_x da ordem de 40%.

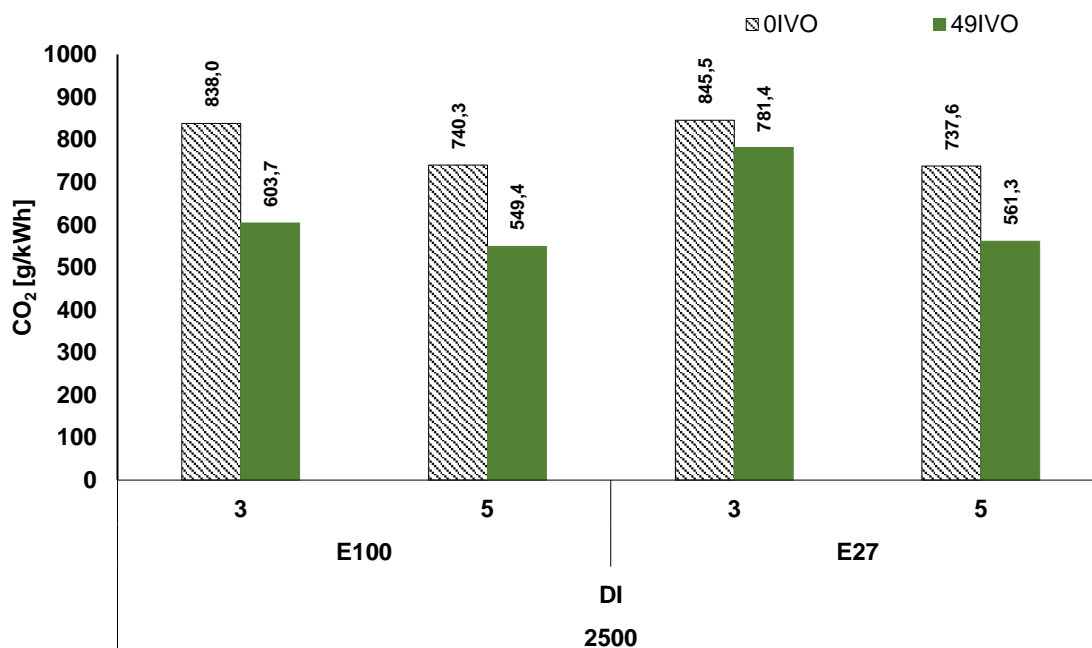
Figura 78 – Comparação das emissões específicas de NO_x entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

De forma similar às emissões de NO_x, as emissões específicas de CO₂ são apresentadas na Figura 79 e apresentam significativa redução, da ordem de 38%.

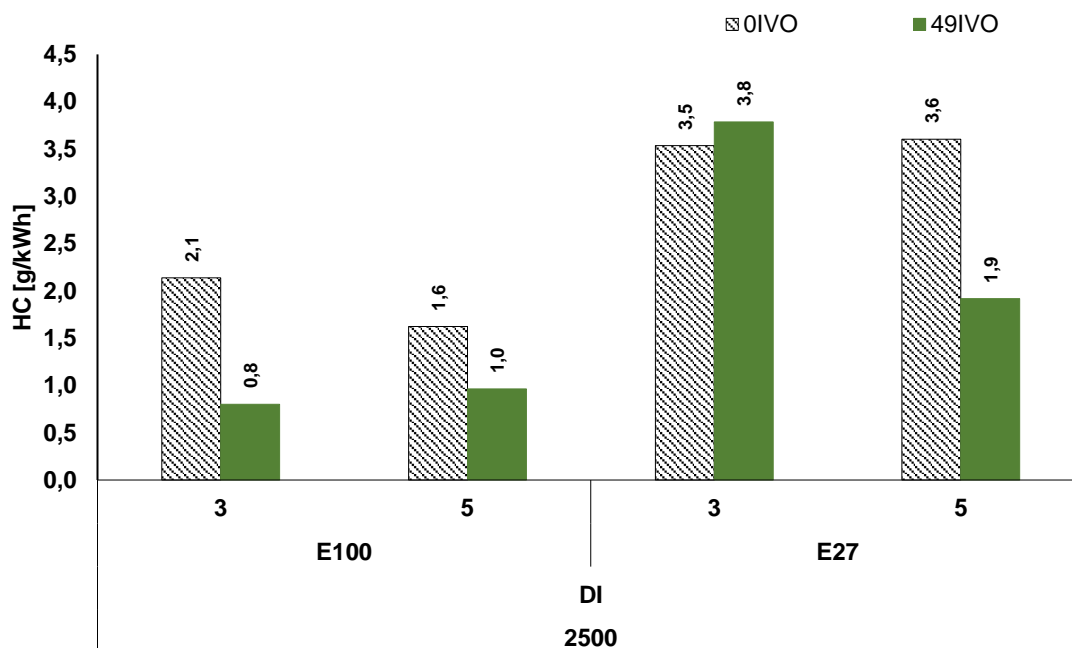
Figura 79 – Comparação das emissões específicas de CO₂ entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

Com foco na compreensão da influência em se trabalhar com câmara suja, avaliou-se as emissões de hidrocarbonetos. Observa-se na Figura 80 os resultados obtidos para os ensaios realizados. Nota-se nas emissões de HC que o ponto 3bar@2500rpm@E27 apresentou um comportamento contrário aos demais ensaiados, no entanto, em média as emissões de HC reduziram em 37%.

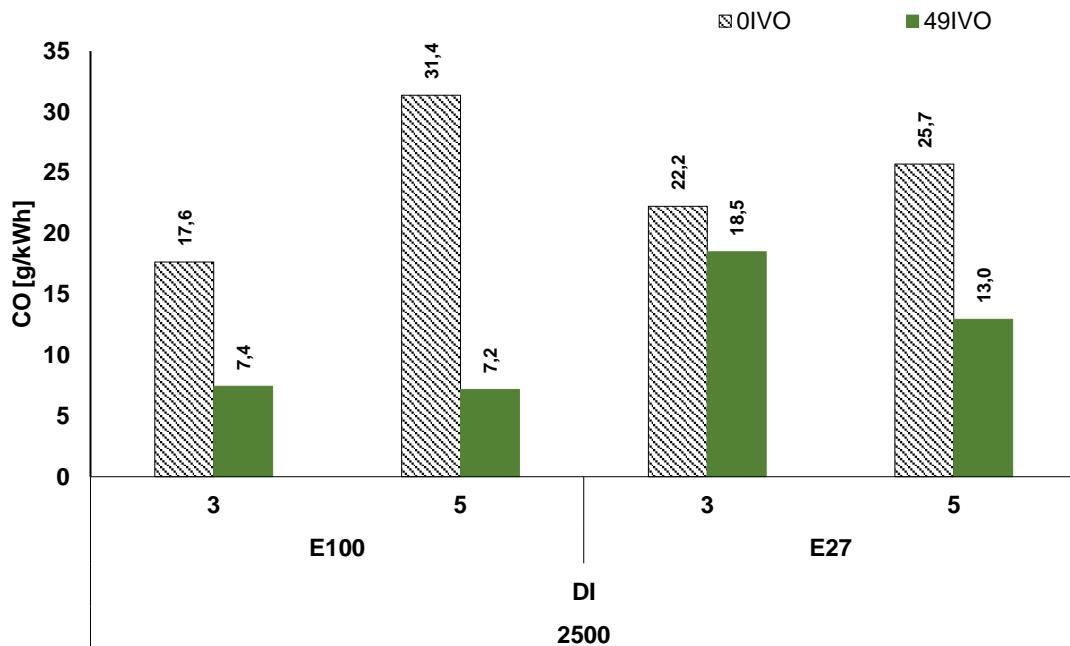
Figura 80 – Comparação das emissões específicas de HC entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

Ainda no que se refere às emissões de poluentes, observa-se na Figura 81 que a emissão de CO foi minimizada quando se operou com iEGR. Em média, esta redução ficou próxima aos 30%, enquanto a máxima foi superior a 50%, indicando um processo de combustão mais eficiente quando se trabalha com iEGR em relação à câmara limpa e utilizando E100.

Figura 81 – Comparação das emissões específicas de CO entre câmara limpa e suja



Fonte: Próprio autor

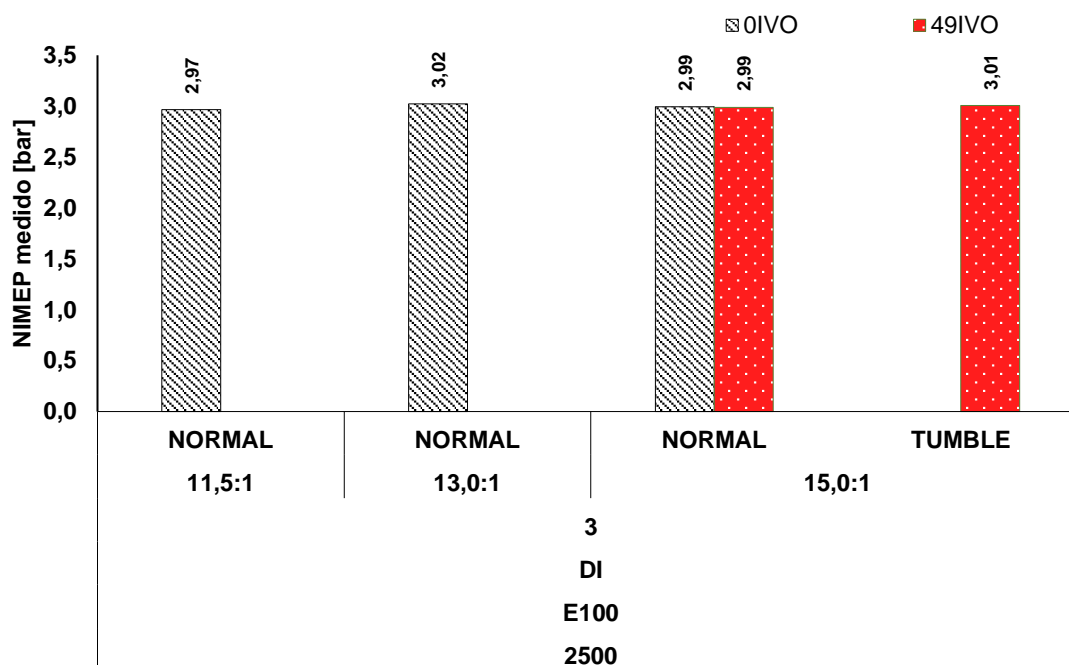
Neste sentido, entende-se que ainda há como explorar o iEGR e atingir reduções mais significativas nas emissões de poluentes, mas também obter ganhos em eficiência.

A utilização de um sistema de direcionamento do fluxo deve auxiliar na recuperação da velocidade de propagação da chama e em sua estabilidade, desde que os maiores índices de *tumble* e *swirl* sejam convertidos em energia cinética turbulenta. Ou seja, deve-se avaliar uma geometria de pistão que melhore a dissipação da estrutura de fluxo primária e permita atingir ganhos ainda maiores em eficiência de conversão de combustível. Esta avaliação poderia ser feita via simulação numérica, de forma que se consiga compreender se o pistão atual dissipa corretamente a estrutura de fluxo criada pelo anteparo.

4.3. Resultados da Etapa 3 – Influência da iEGR combinada com alteração da estrutura de fluxo

Nesta secção são apresentados e analisados os resultados obtidos com a combinação da recirculação dos gases de escapamento (iEGR) e direcionamento do fluxo (*tumble*), para sistema de injeção DI. Todos os ensaios foram realizados para razão volumétrica de compressão de 15,0:1, E100 e 3bar@2500rpm. A comparação com outras razões volumétricas de compressão foi realizada, porém os ensaios para 13,0:1 e 11,5:1 foram realizados e apresentados na Etapa 1 deste documento.

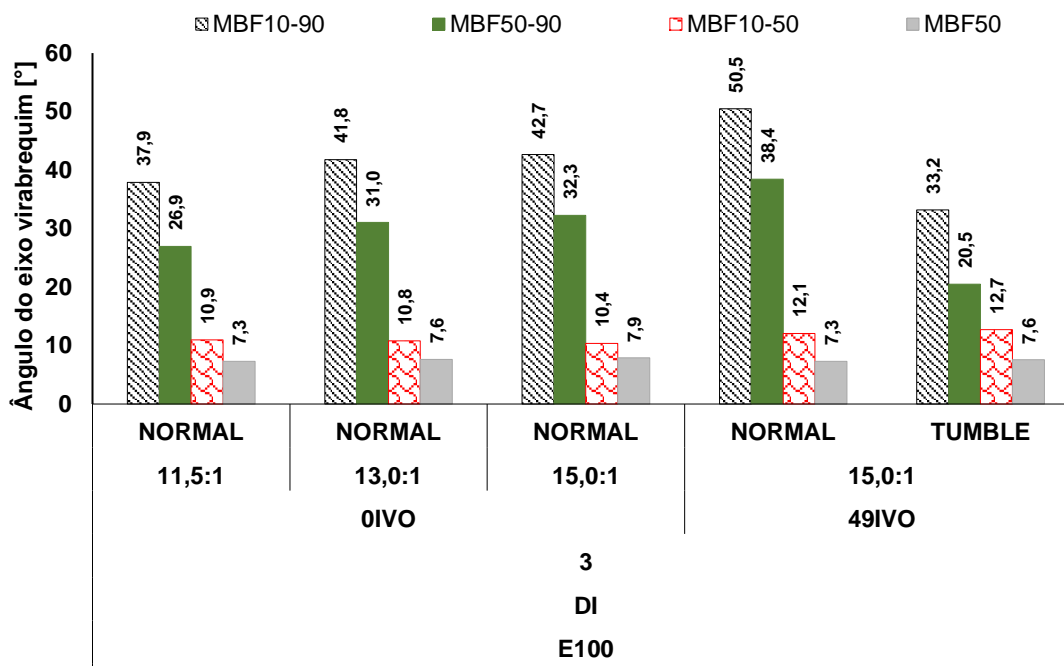
Figura 82 – Comparação entre o NIMEP medido e o NIMEP de referência para apresentação da formatação de comparação de resultados - Etapa 3



Fonte: Próprio autor

A variação no diagrama de válvulas da admissão afetou significativamente a velocidade de queima da mistura, enquanto a utilização do anteparo para alteração da estrutura de fluxo acelerou o processo de combustão. Como pode ser visto na Figura 83, a duração de queima foi mais rápida, recuperando principalmente a segunda metade do processo de combustão MBF50-90 em cerca de 50%. Isso impactou na duração total da combustão MBF10-90, que foi reduzida em cerca de 35%.

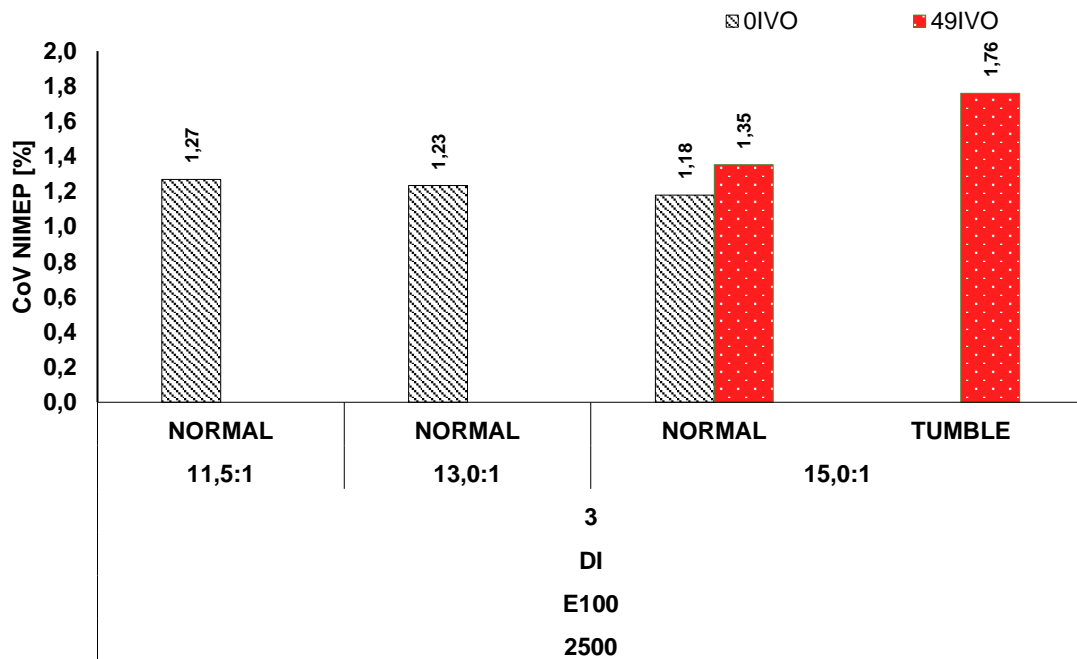
Figura 83 – Comparação da duração da combustão de câmara limpa e suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

A Figura 84 apresenta os resultados obtidos para a covariância da pressão média efetiva indicada como um indicativo da capacidade de se operar com iEGR e *tumble* sem prejuízo à estabilidade do processo de combustão. Nota-se uma pequena elevação da instabilidade do processo de combustão ciclo-a-ciclo, mas muito abaixo do valor máximo recomendado, 3,5% segundo revisão bibliográfica. Esta pequena elevação da instabilidade do processo de combustão pode estar atrelada a altos valores de energia cinética turbulenta induzidos pelo anteparo adotado, mesmo não afetando de forma significativa o processo de combustão e a estabilidade do mesmo. Uma simulação numérica pode contribuir para melhor entendimento deste fenômeno, bem como otimizar a geometria do anteparo afim de melhorar o processo de combustão.

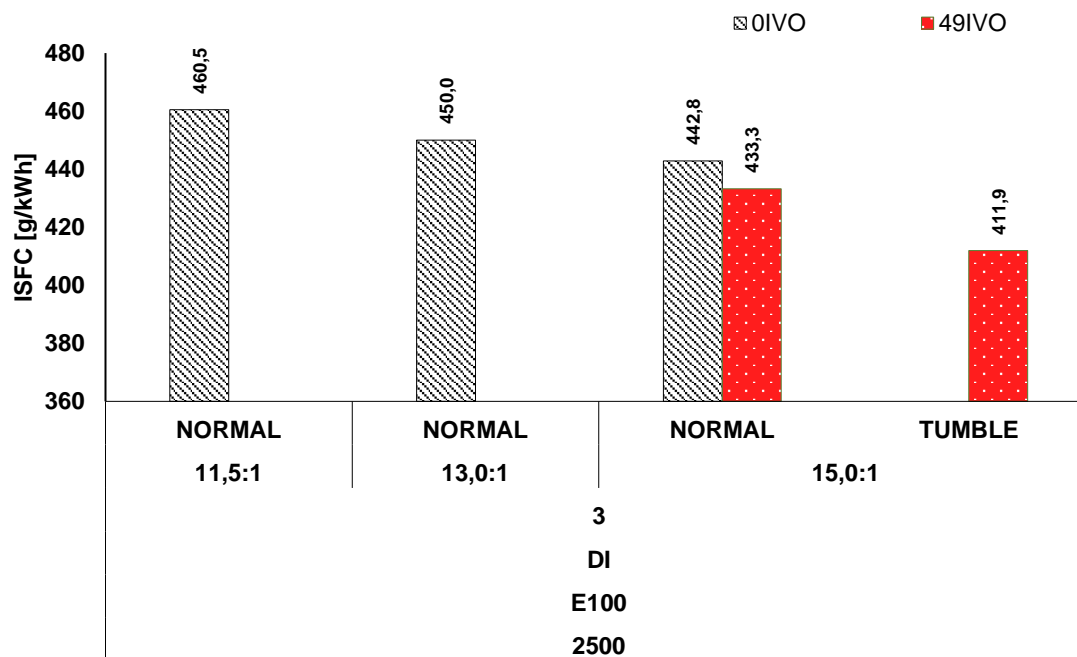
Figura 84 – Comparação da estabilidade do processo de combustão entre câmara limpa e suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

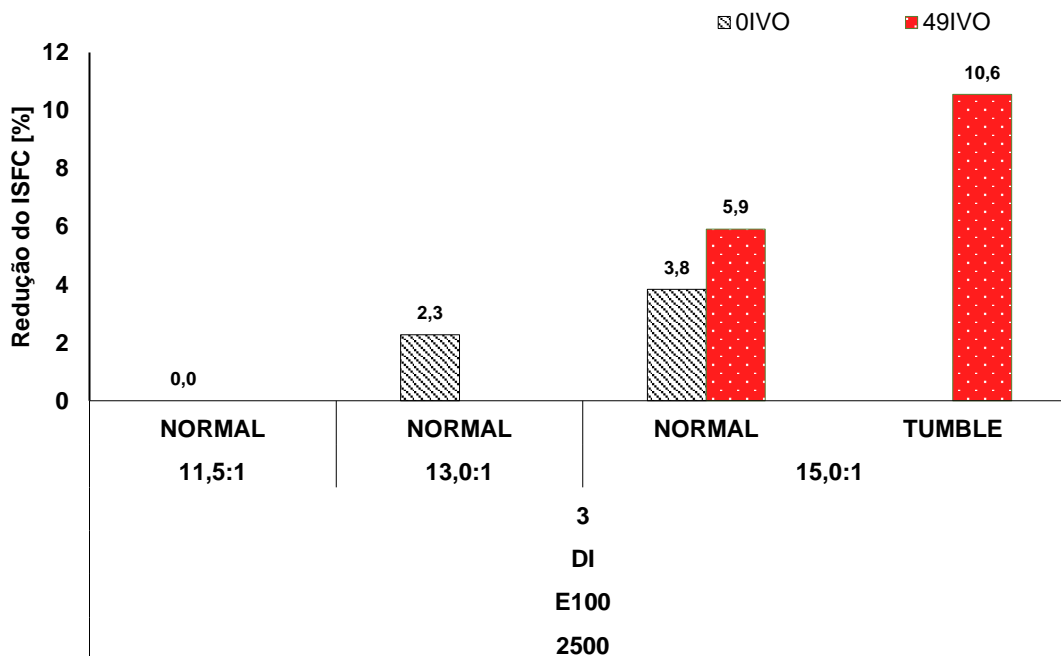
De forma a se avaliar os ganhos inerentes à implementação de diversas tecnologias, fez-se comparações do motor operando com variadas razões volumétricas de compressão, câmara suja e câmara limpa e, por fim, a avaliação do impacto da alteração da estrutura de fluxo do tipo *tumble*. Uma análise atenta da Figura 85 indica que foi obtido um decréscimo no consumo específico de combustível à medida que novas tecnologias foram implementadas ao motor. Em conjunto com a Figura 86, nota-se que ao modificar a razão volumétrica de compressão de 11,5:1 para 15,0:1 atingiu-se redução de 3,8%. Ao se aplicar estratégia de variação do comando de válvulas para reter mais gás queimado, a redução de consumo foi ampliada em 5,9%. Por fim, associando o iEGR com a variação da estrutura de fluxo com o anteparo de *tumble*, houve uma maximização da eficiência, sendo que a redução de consumo específico de combustível atingiu valor acima de 10%. Ou seja, a associação de tecnologias fez com que os ganhos de eficiência fossem maximizados para a condição de operação estudada.

Figura 85 – Comparação do consumo específico de combustível entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

Figura 86 – Redução percentual do consumo específico de combustível entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*

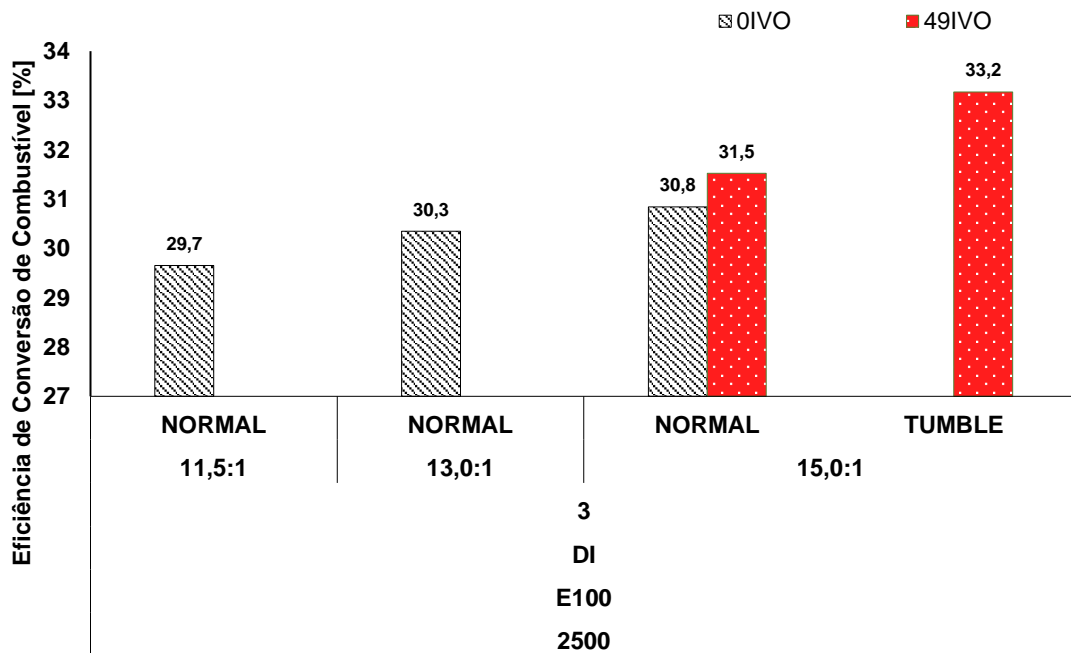


Fonte: Próprio autor

Semelhante às conclusões obtidas na análise do consumo específico de combustível, a Figura 87 ilustra o comportamento da eficiência de conversão de

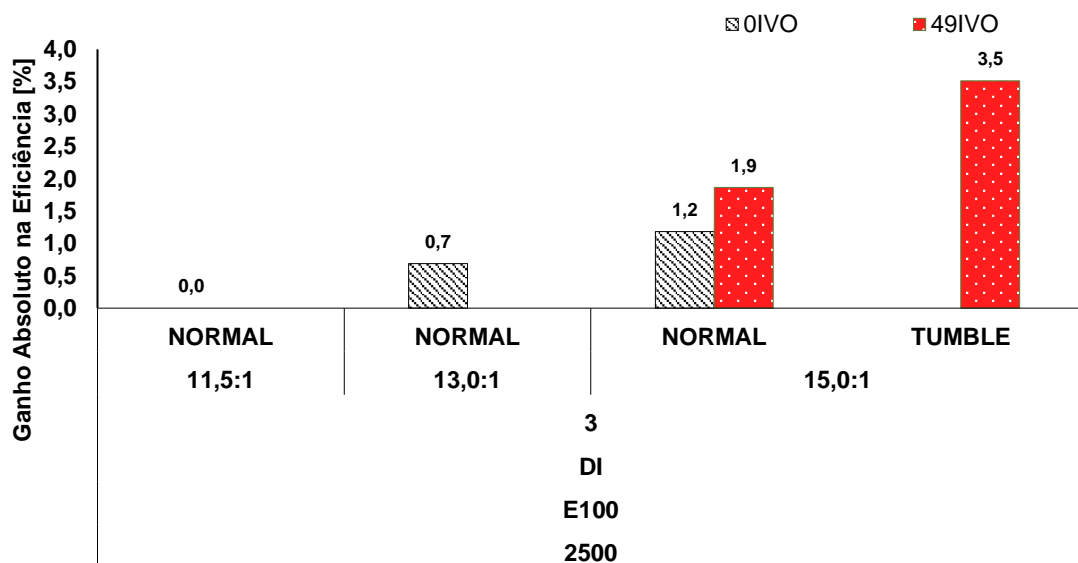
combustível à medida que foram adicionadas novas tecnologias. Nota-se que o aumento absoluto da eficiência foi de 3,5% ao se associar elevada razão volumétrica de compressão, recirculação interna dos gases de escapamento e variação da estrutura de fluxo, Figura 88.

Figura 87 – Comparação da eficiência de conversão de combustível entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

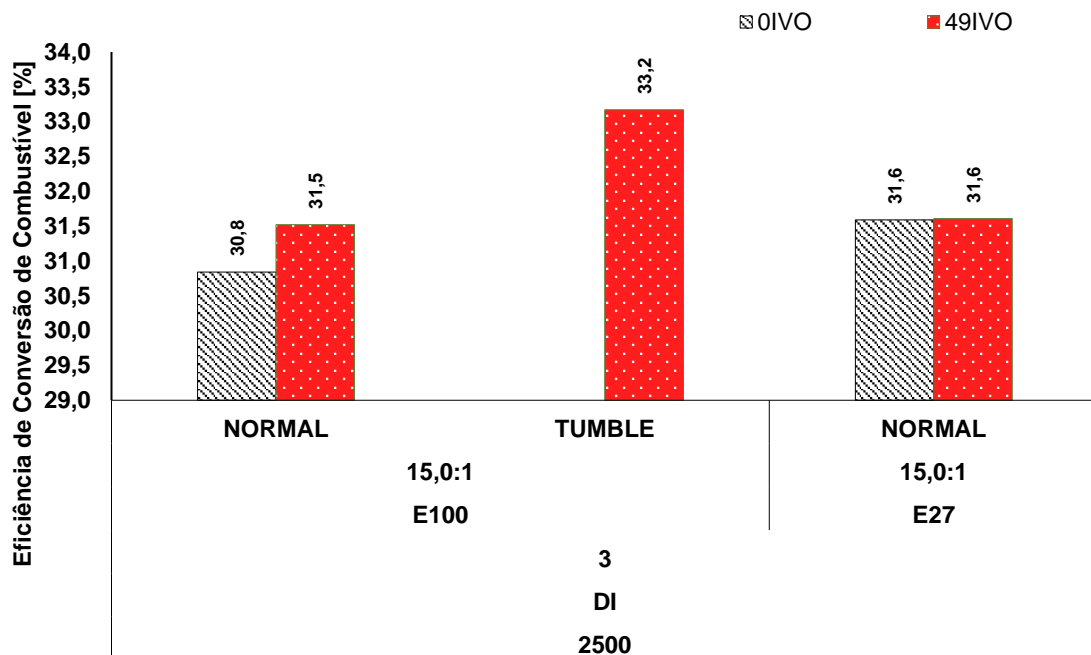
Figura 88 – Elevação absoluta da eficiência de conversão de combustível entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

Com o objetivo de demonstrar o potencial da combinação da iEGR com a geração de *tumble*, a Figura 89 ilustra um ganho absoluto de 1,6% na eficiência de conversão de combustível quando aplicadas as tecnologias de maximização de eficiência no motor operando com combustível E100, em relação ao E27.

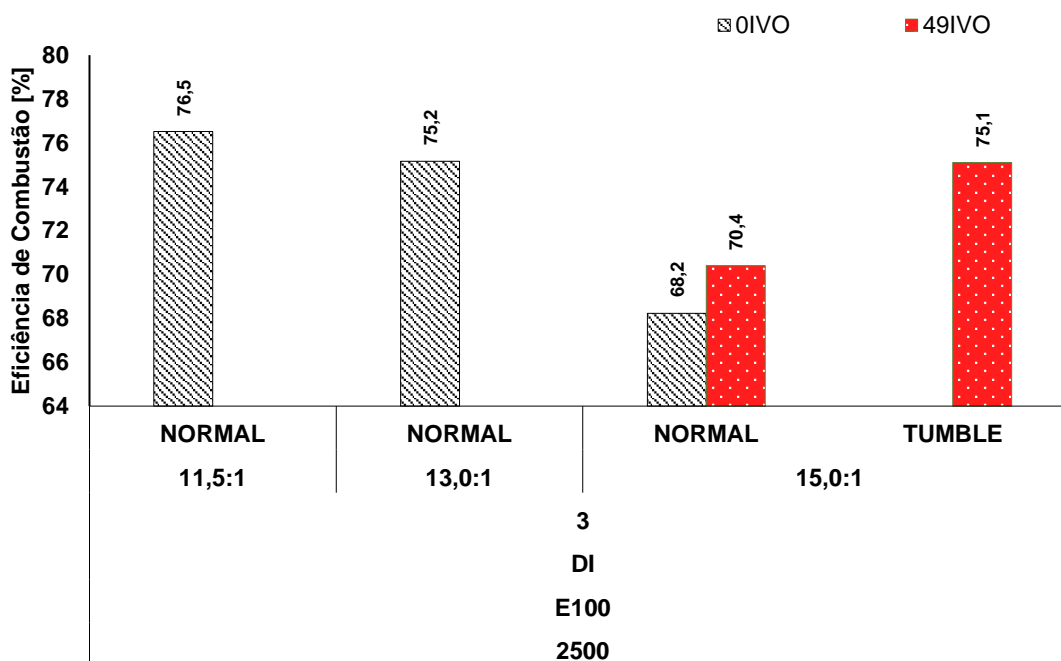
Figura 89 – Comparação da eficiência de conversão de combustível entre câmara limpa e suja para E27, com e sem câmara suja e associação da geração de *tumble* para E100



De forma a compreender os ganhos em eficiência de conversão de combustível proporcionados pela adição de tecnologias, calculou-se a eficiência de combustão. Nota-se que a elevação da razão volumétrica de compressão influenciou negativamente a eficiência da combustão, uma vez que a alteração de 11,5:1 para 15,0:1 fez com que a combustão atingisse uma eficiência 9% menor. Esta redução está associada à alteração da relação área-volume no período da combustão, maiores temperaturas do gás no cilindro, que elevam também a transferência de calor para as paredes, especialmente na região do *squish*. Entretanto, a adição da iEGR e, posteriormente, a alteração da estrutura de fluxo, contribuíram para a recuperação da eficiência de combustão. Comparando-se a condição com câmara limpa e razão volumétrica de compressão de 11,5:1 com a condição câmara suja, razão volumétrica de compressão de 15,0:1 e *tumble*, nota-se que a combustão é ligeiramente mais

eficiente com câmara limpa. Porém, a operação com câmara suja e variação da estrutura de fluxo garantem bom aproveitamento do conteúdo energético do combustível, redução das perdas por bombeamento e melhor transformação da energia térmica em energia mecânica, conforme apresentado na Figura 90.

Figura 90 – Análise comparativa da eficiência de combustão entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*

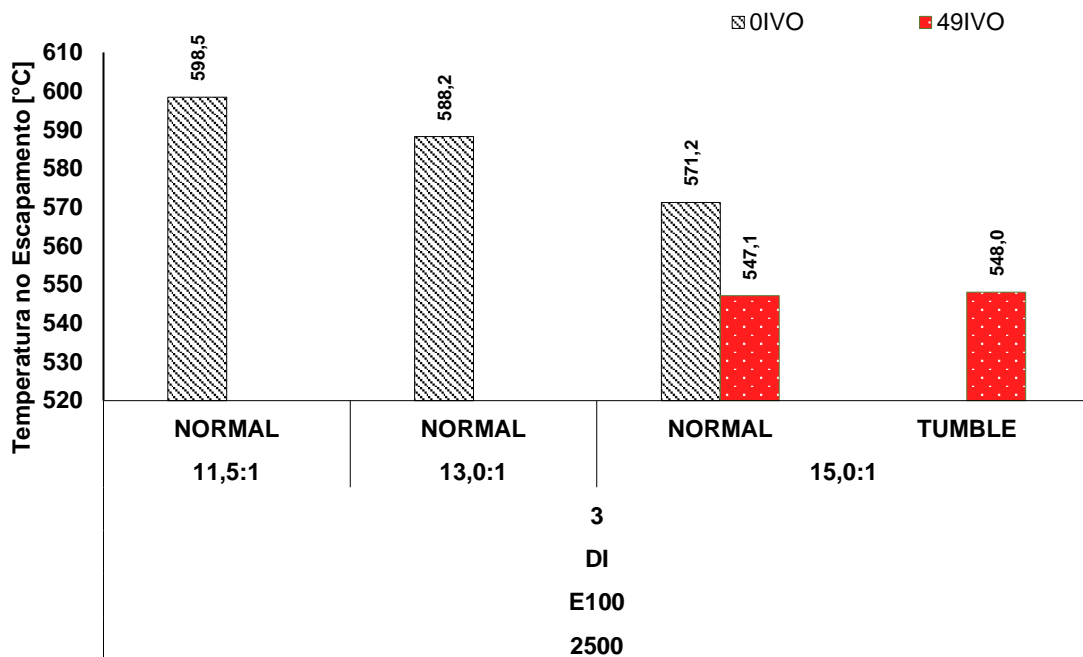


Fonte: Próprio autor

Outra forma de analisar o impacto da utilização das tecnologias no funcionamento do motor é verificar a variação da temperatura do gás no escapamento. Normalmente, quando se consegue reduzir a temperatura do gás no escapamento para a mesma condição de operação do motor, naturalmente entende-se que houve uma melhoria no processo de conversão da energia do combustível em energia mecânica. A temperatura final do gás no escapamento é um indicativo do nível de entalpia não utilizada para realização de trabalho. Neste sentido, para uma mesma energia liberada no processo de combustão, quanto menor a temperatura do gás no escapamento, entende-se que maior foi o aproveitamento termodinâmico do motor. Portanto, a ilustra uma redução da temperatura do gás no escapamento à medida em que se eleva a razão volumétrica de compressão, de forma que seja possível compreender um melhor aproveitamento da energia térmica.

Entretanto, a análise da temperatura do gás de escape deve ser acompanhada de uma análise atenta da eficiência térmica e da eficiência de combustão. Verificando a temperatura do gás no escape para a condição de utilização do anteparo para *tumble*, verifica-se que ela se mantém próxima à condição com iEGR, porém sem anteparo.

Figura 91 – Análise comparativa da temperatura do gás de escape entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*

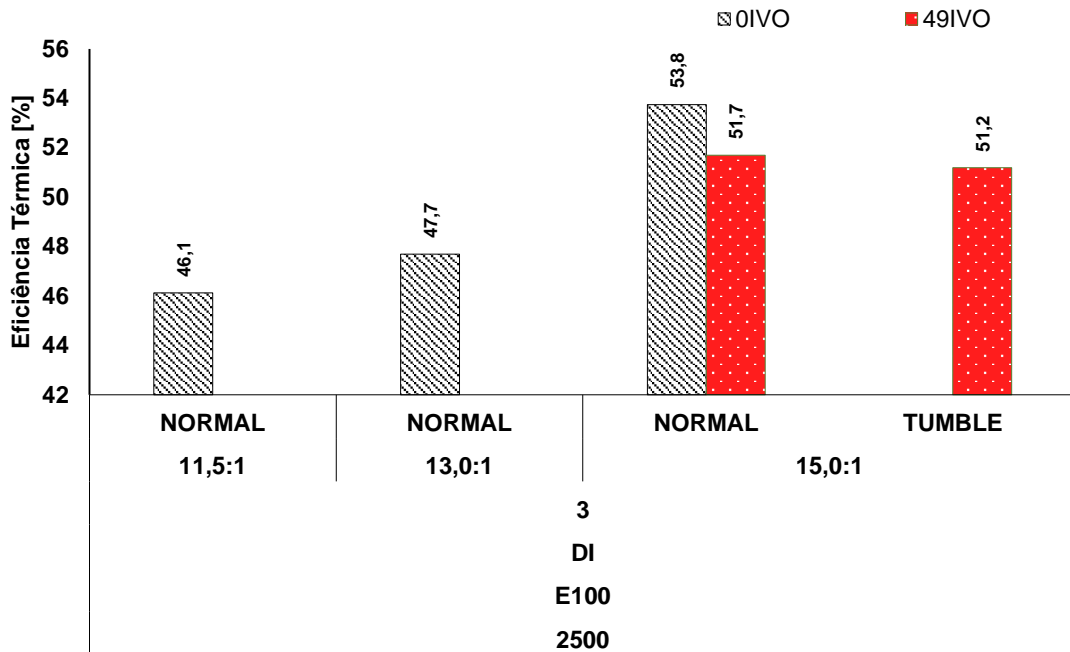


Fonte: Próprio autor

A eficiência térmica do ciclo termodinâmico de operação do motor refere-se a razão entre o calor liberado pelo processo de combustão e o trabalho útil realizado no ciclo PxV. Neste caso, o calor liberado pela combustão pode ser calculado pelo potencial energético do combustível injetado e pela eficiência do processo de combustão. Uma análise da Figura 92 permite compreender que a variação da razão volumétrica de compressão tem maior influência na eficiência térmica do ciclo termodinâmico. Dessa forma, entende-se que um melhor aproveitamento da energia térmica foi obtido à medida que a razão volumétrica de compressão aumentou. Porém, somente com a variação da razão volumétrica de compressão não foi possível obter ganhos na mesma ordem da eficiência de conversão de combustível, fato explicado pelo decréscimo da eficiência de combustão. Portanto, ao se associar tecnologias, foi possível melhorar o ciclo termodinâmico do motor com a elevação da razão

volumétrica de compressão e maximizar a eficiência de combustão utilizando estratégias de retenção de gás queimado e, posteriormente, alteração da estrutura de fluxo.

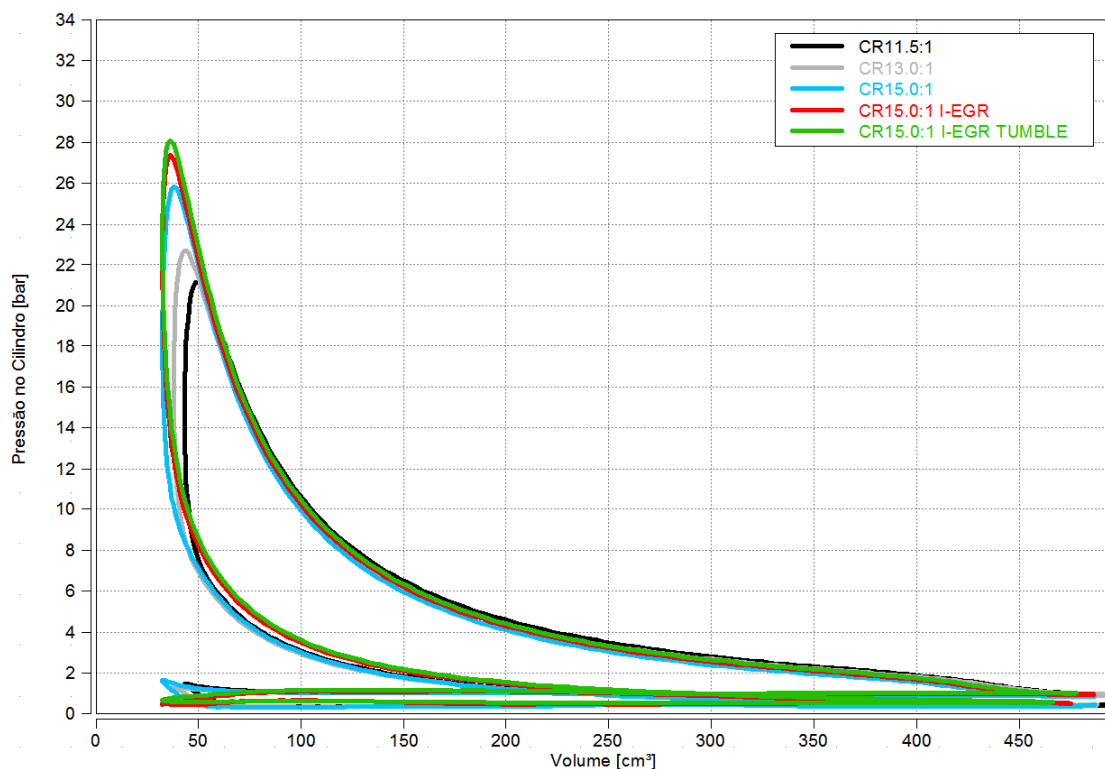
Figura 92 – Análise comparativa da eficiência térmica entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

Na Figura 93 são apresentadas curvas no diagrama PxV correspondentes às diferentes condições dos ensaios. Adicionalmente, é possível verificar na Figura 94 as mesmas condições, porém mostradas na forma log-log, sendo melhor detalhadas as regiões de admissão e escapamento.

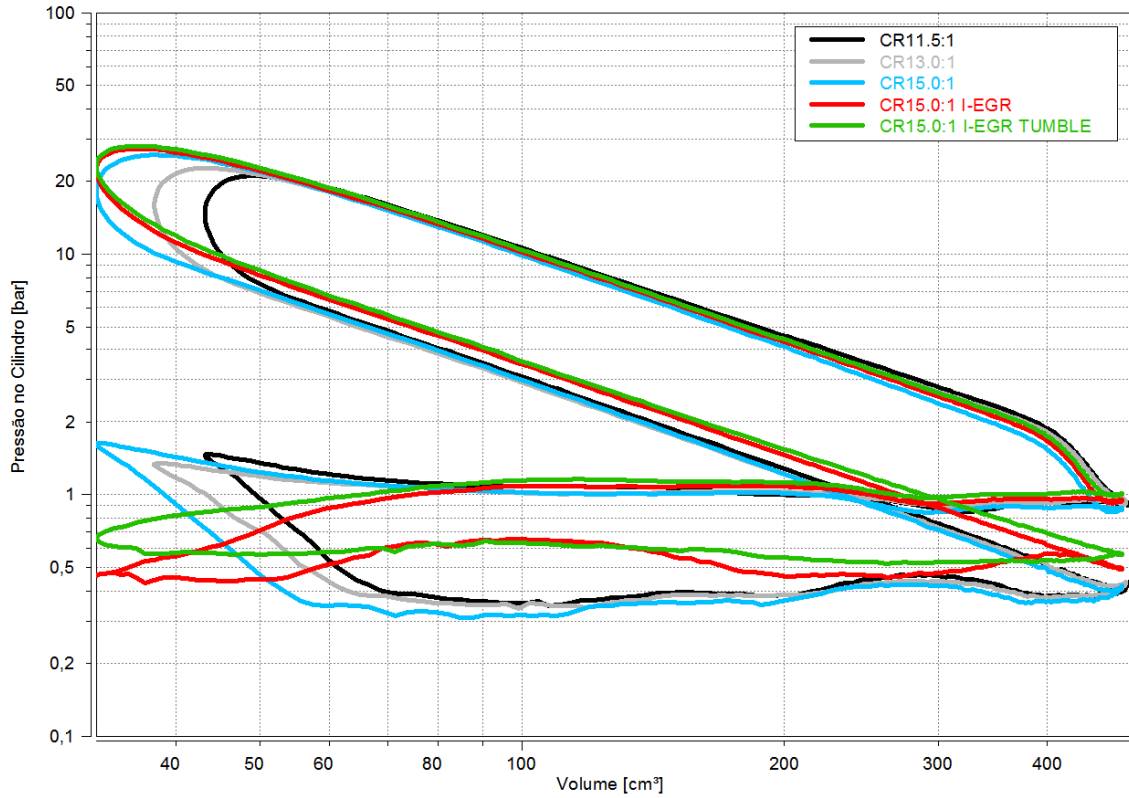
Figura 93 – Análise comparativa do diagrama PxV entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

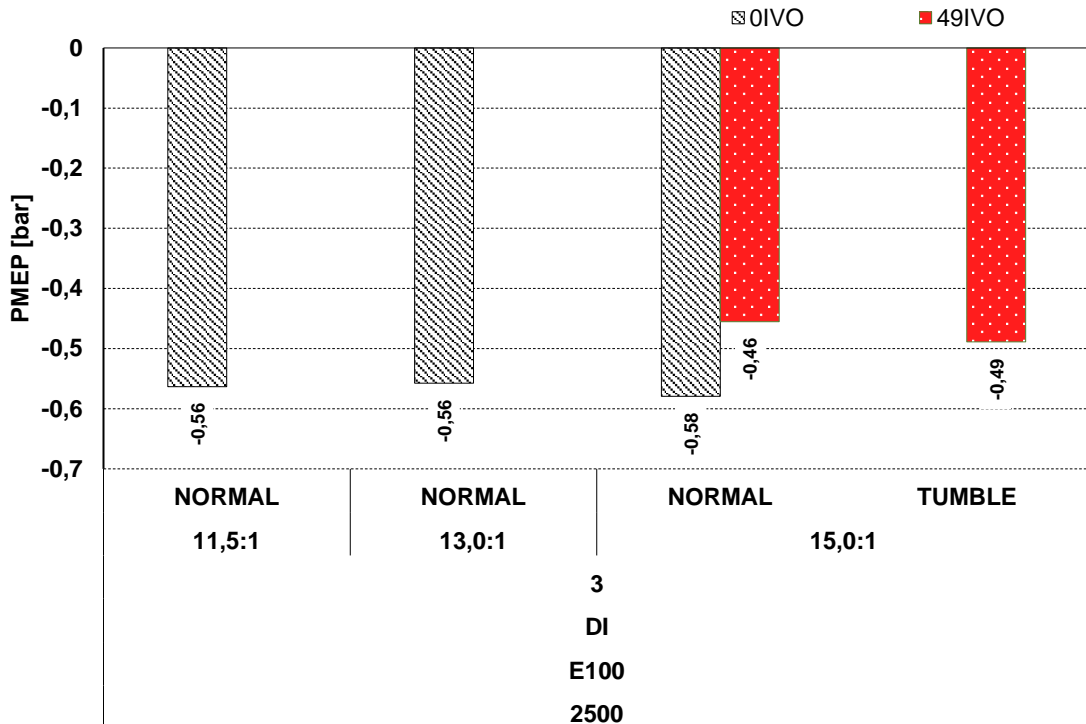
Verifica-se com o diagrama PxV as principais peculiaridades referentes à operação com diferentes razões volumétricas de compressão, como o maior pico de pressão, além do aumento da pressão na admissão quando operado com iEGR. Esse aumento da pressão na admissão e ligeira redução da pressão de escape ao final do processo de exaustão faz com que as perdas por bombeamento sejam menores para iEGR e ligeiramente maiores com adição do anteparo para modificação da estrutura de fluxo, conforme ilustrado na Figura 95.

Figura 94 – Análise comparativa do diagrama log-PxV entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

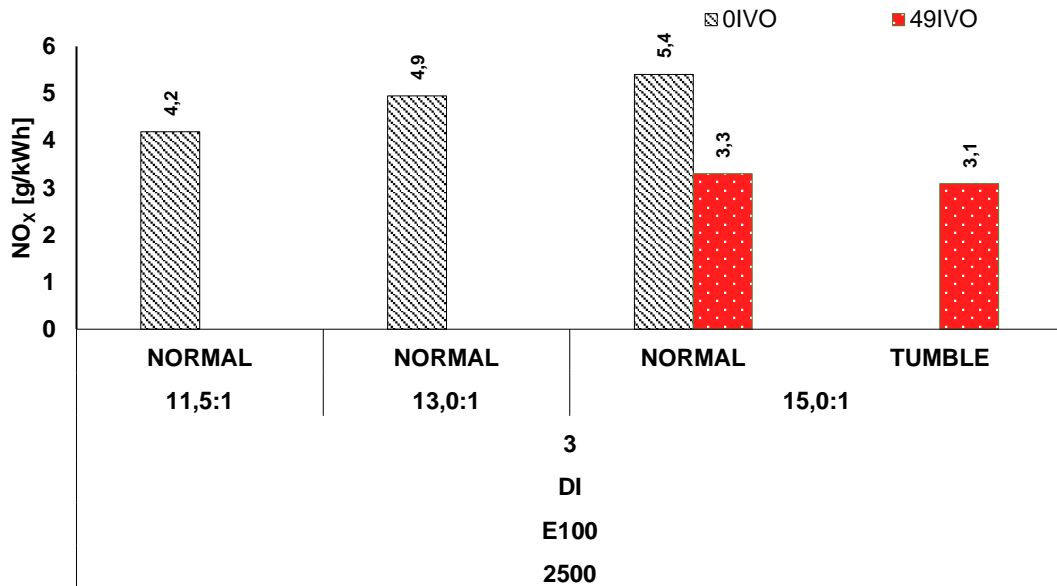
Figura 95 – Análise comparativa das perdas por bombeamento entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

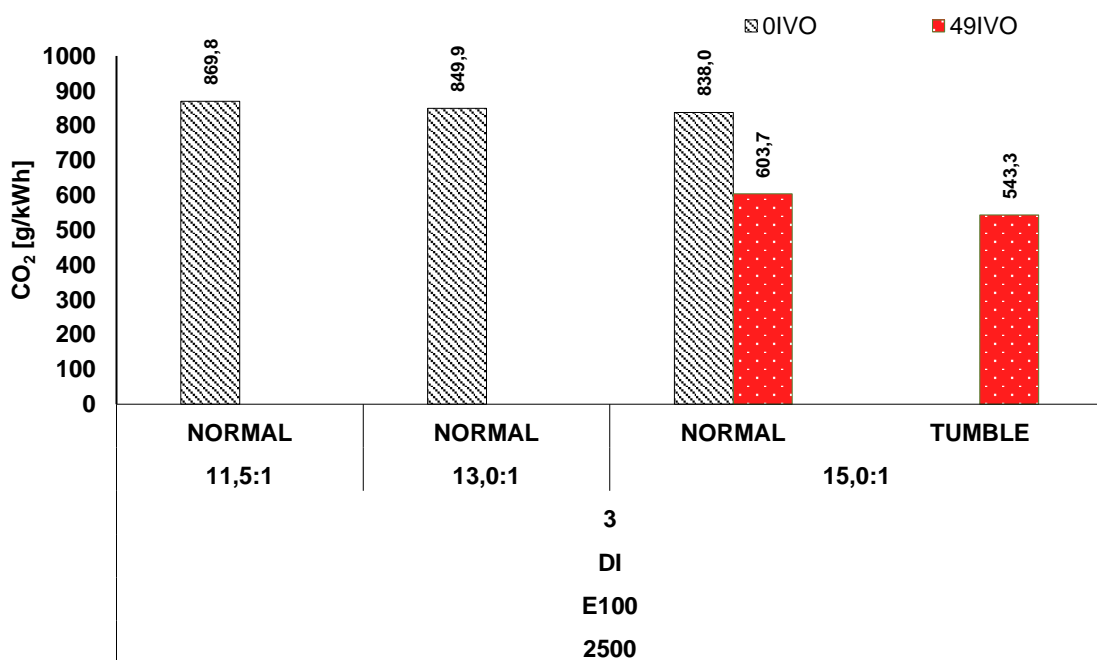
Nos resultados de emissões específicas apresentados na Figura 96, Figura 97, Figura 98 e Figura 99 observa-se uma redução média nas emissões da ordem de 6% para o NO_x, de 10% para emissões de CO₂, de 12% para emissões de HC e de 17% nas emissões de CO.

Figura 96 – Análise comparativa das emissões específicas de NO_x entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



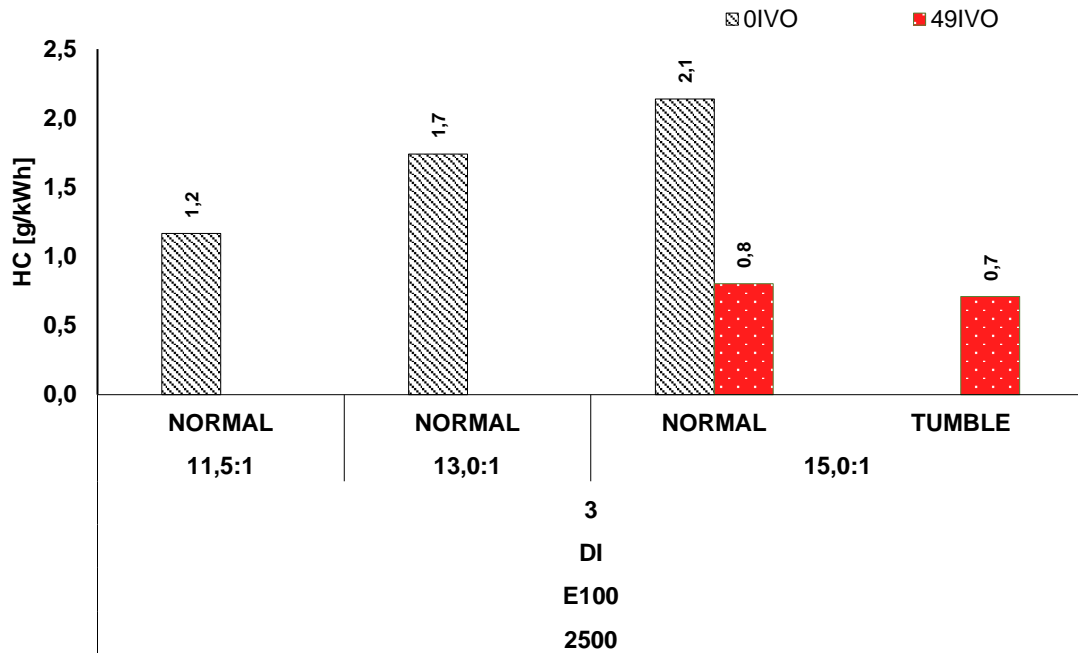
Fonte: Próprio autor

Figura 97 – Análise comparativa das emissões específicas de CO₂ entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



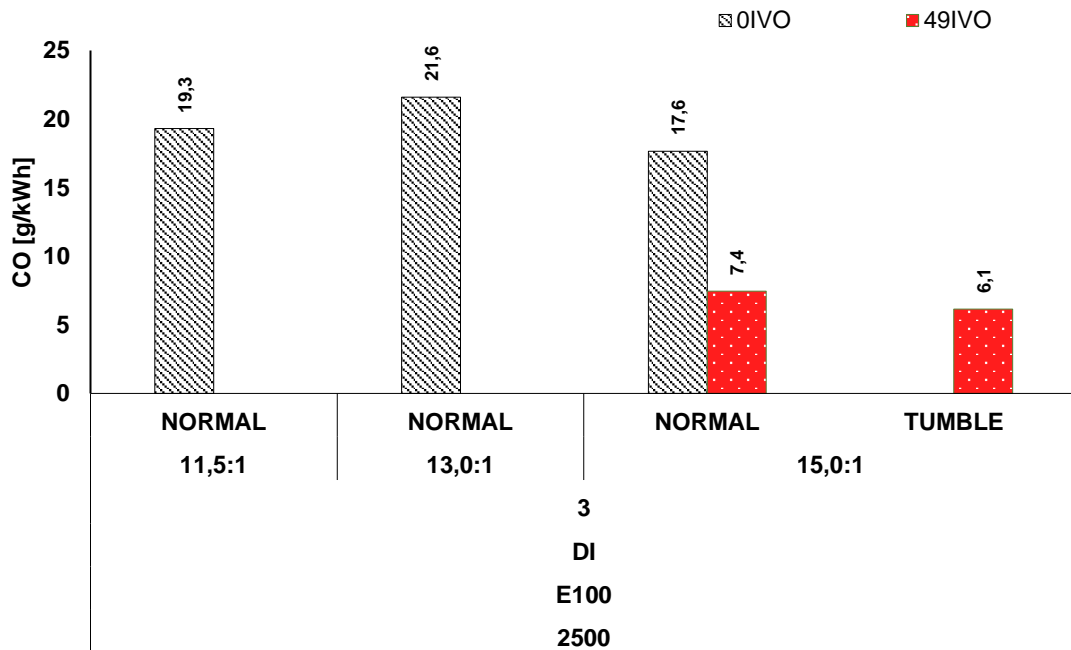
Fonte: Próprio autor

Figura 98 – Análise comparativa das emissões específicas de HC entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



Fonte: Próprio autor

Figura 99 – Análise comparativa das emissões específicas de CO entre câmara limpa e câmara suja, com e sem associação da geração de *tumble*



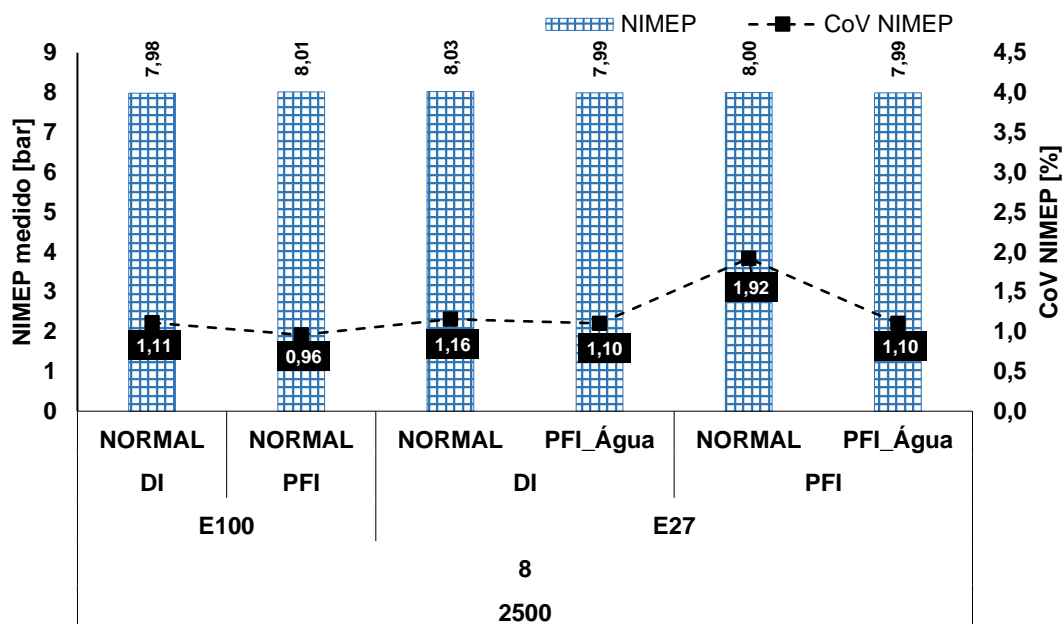
Fonte: Próprio autor

4.4. Resultados da Etapa 4 – Influência de injeção de água

A quarta etapa da metodologia consiste nos testes do motor operando com combustíveis E27 e E100, dois sistemas de injeção, PFI e DI, razão volumétrica de compressão de 15,0:1 e injeção indireta de água (PFI) aplicada na condição de 8 bar de NIMEP quando utilizado combustível E27. A razão da massa de água pela massa de combustível injetada por ciclo adotada nos ensaios para que o motor operasse em condição de MBT está coerente com os valores citados nos trabalhos descritos na revisão bibliográfica, sendo esta razão de 13%.

A Figura 100 ilustra a formatação de apresentação dos resultados para comparação. Para este caso específico visualiza-se a variável NIMEP no eixo vertical, que foi medida durante os ensaios, sendo que na parte inferior do gráfico há referência da carga, regime de rotação, sistema de injeção e combustível utilizado. Nota-se também que a pressão média efetiva medida é coerente com a carga de referência para todos os pontos do gráfico e a utilização da injeção de água foi adotada para a supressão do fenômeno de detonação predominantemente aparente quando utilizado o combustível E27, como descrito na Etapa 1 deste documento. Ainda analisando a Figura 100, a covariância da pressão média efetiva indicada é ilustrada como um indicativo da capacidade de se operar com injeção de água sem prejuízo da estabilidade do processo de combustão. Assim, percebe-se que a injeção de água melhorou a estabilidade de combustão ciclo-a-ciclo, reduzindo a significativamente.

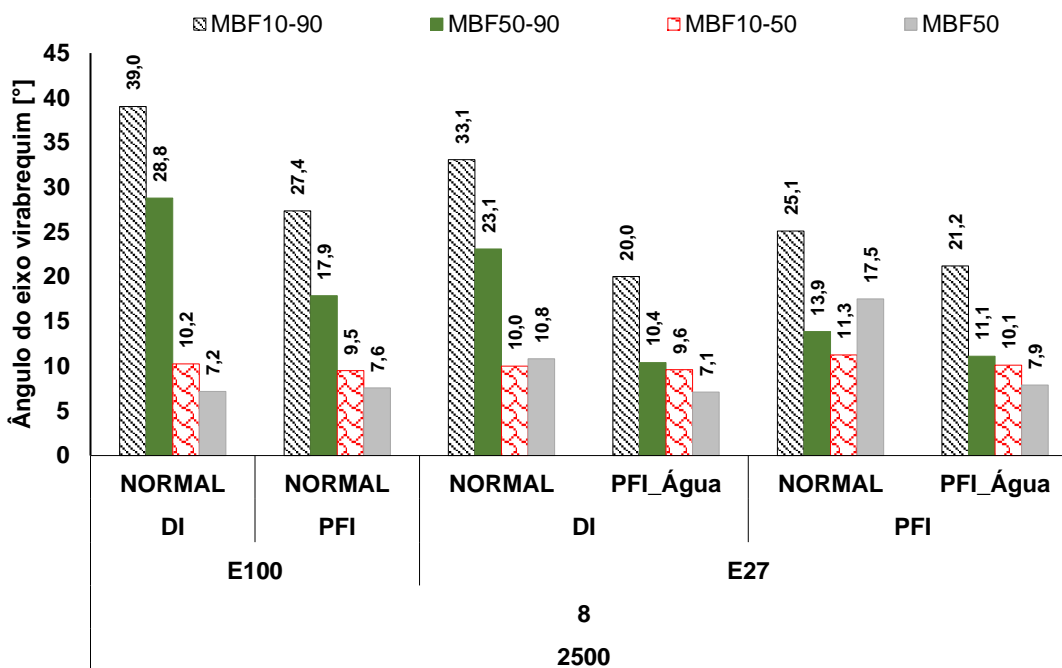
Figura 100 – Comparação entre o NIMEP medido e NIMEP de referência, CoV NIMEP para apresentação dos resultados - Etapa 4



Fonte: Próprio autor

Como dito anteriormente, uma das principais razões para a adoção de injeção de água em motores de combustão interna é a possibilidade de substituir duas estratégias usadas para a prevenção de detonação em um motor convencional, que são o enriquecimento da mistura e a redução do avanço de ignição. Como pode ser visto na Figura 101, a queima da mistura ocorreu mais rapidamente quando utilizada injeção de água, recuperando principalmente a segunda metade do processo de combustão MBF50-90 em cerca de 55% em conjunto com sistema de injeção direta e 15% quando aplicado água em conjunto com sistema de injeção indireta. Tal fato contribuiu para que a duração total da combustão MBF10-90 fosse reduzida em cerca de 40% quando aplicada ao sistema DI e 15% quando aplicada ao sistema PFI de injeção de combustível. A presença de água na mistura atuou como um agente antidetonante, levando a um aumento efetivo no número de octanos da mistura. Conforme verificado na Figura 101 permitiu que o motor saísse de uma condição limitada por detonação e fosse em direção a uma condição de MBT, que resulta em um momento de centelha que proporciona máximo torque e eficiência de conversão de combustível.

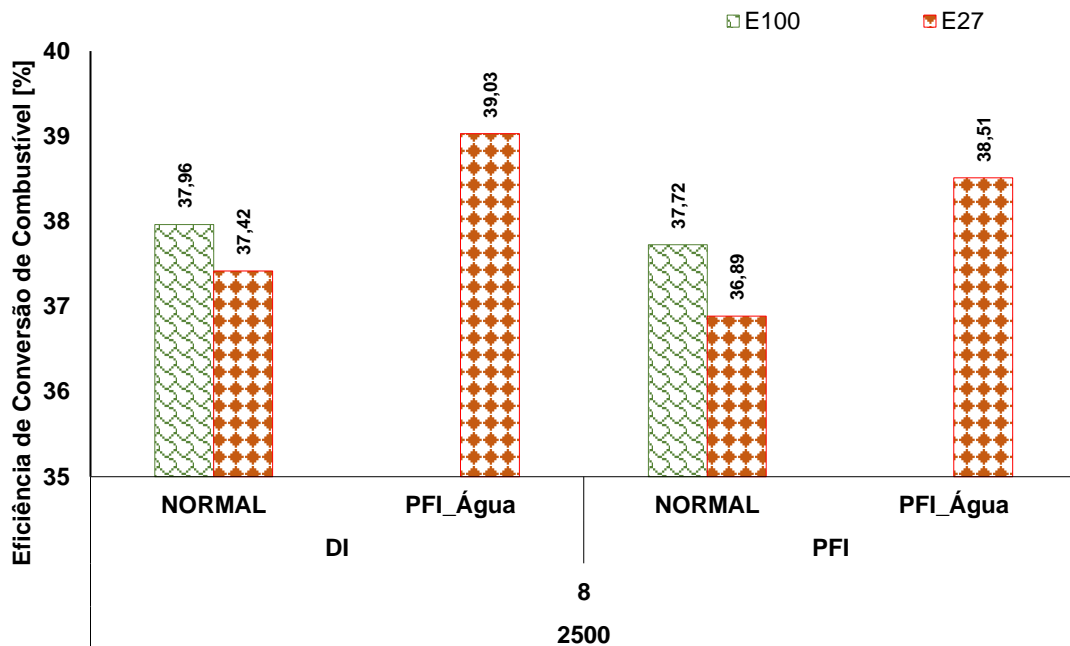
Figura 101 – Comparação da duração da combustão com e sem injeção de água



Fonte: Próprio autor

As gotículas de água presentes na quente e comprimida mistura ar-combustível começam o processo de evaporação, que faz com que o calor seja retido da mistura contida no cilindro resultando em uma queda de temperatura e, por conseguinte, queda na pressão no interior do cilindro. Tal queda de pressão significa uma menor força atuando sobre a área da superfície do pistão durante a subida deste, resultando, portanto, em um menor trabalho de compressão e em um aprimoramento da eficiência na conversão de combustível. Sendo assim, levantou-se os dados de eficiência de conversão de combustível para qualificar o caso mais eficiente. A Figura 102 ilustra as eficiências de conversão de combustível para os ensaios realizados, e de forma comparativa também são disponibilizados os dados para a condição de teste com combustível E100. Analisando a Figura 102 fica evidente o impacto da injeção da água na eficiência de conversão de combustível, resultando em cerca de 4% de ganho absoluto em eficiência quando comparado ao combustível E27 e cerca de 2% comparado E27 com injeção de água e E100 sem injeção de água.

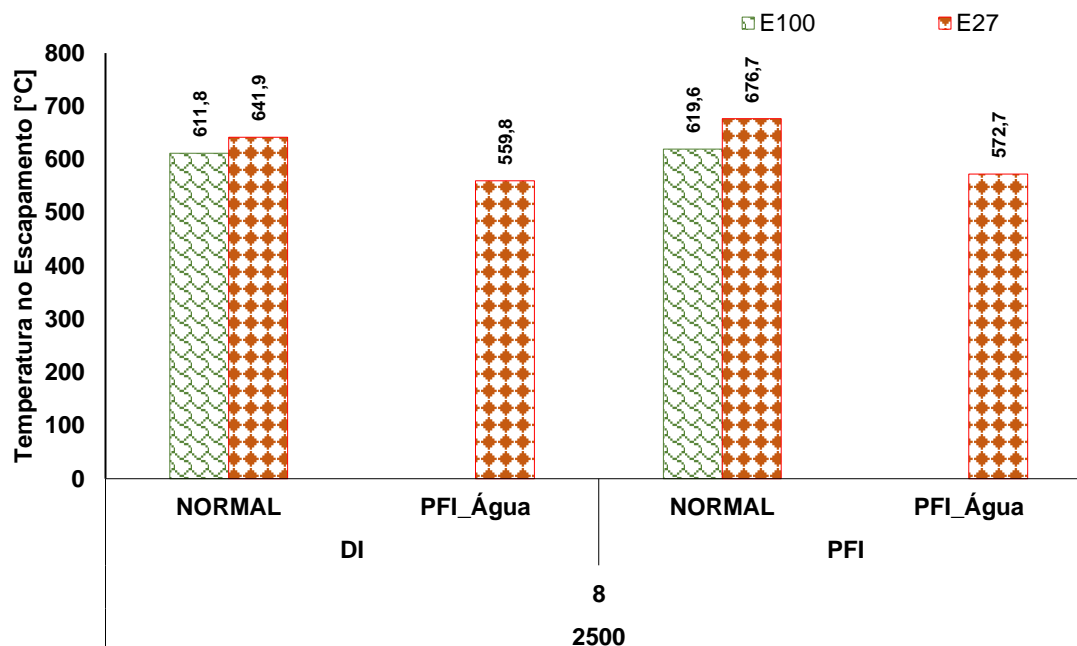
Figura 102 – Comparação da eficiência de conversão de combustível com e sem injeção de água



Fonte: Próprio autor

Normalmente, quando se consegue reduzir a temperatura do gás no escapamento para a mesma condição de operação do motor, naturalmente entende-se que houve uma melhoria no processo de conversão da energia do combustível em energia mecânica. A temperatura final do gás no escapamento é indicativa do nível de entalpia não utilizada para realização de trabalho. Neste sentido, para uma mesma energia liberada no processo de combustão, quanto menor a temperatura do gás no escapamento, maior foi o aproveitamento termodinâmico do motor. A Figura 104 ilustra a redução da temperatura do gás no escapamento com a utilização da injeção de água em cerca de 100 °C, quando comparado o E27.

Figura 103 – Análise comparativa da temperatura do gás de escapamento com e sem injeção de água

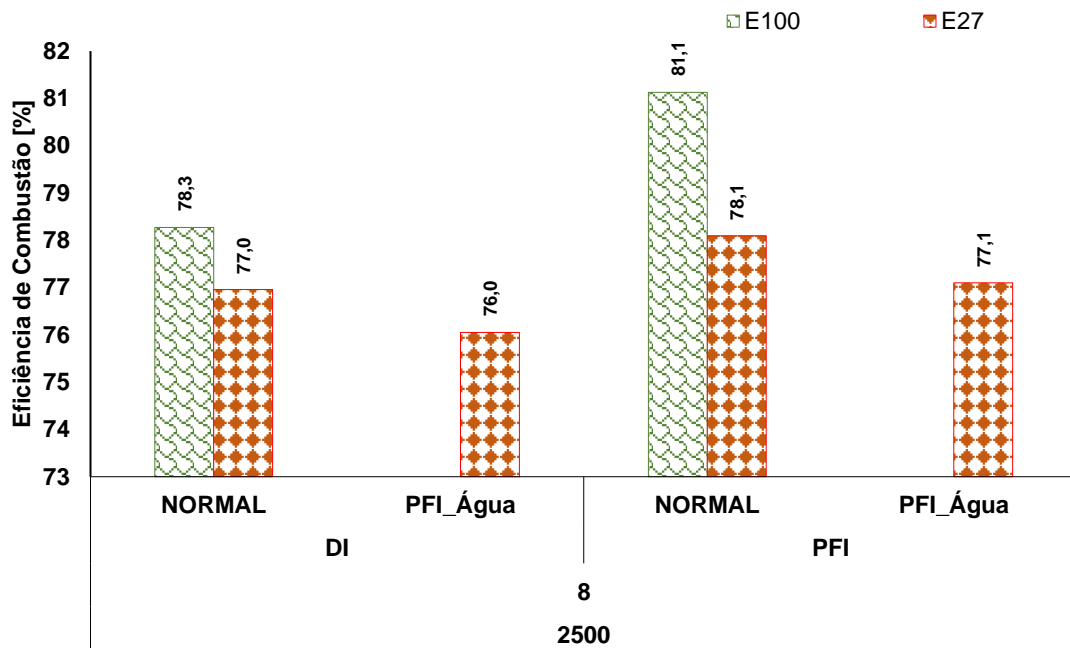


Fonte: Próprio autor

De forma a compreender os ganhos em eficiência de conversão de combustível proporcionados pela adição de água no motor, calculou-se a eficiência de combustão, ilustrada na Figura 104. Nota-se que a adição de água influenciou negativamente na eficiência da combustão, sendo que para a condição com E27 fez com que a combustão atingisse uma eficiência 1% menor.

Como já mencionado na Etapa 3, a eficiência da combustão indica quanto da energia do combustível é transformada em calor para realizar trabalho. O fato da eficiência de combustão diminuir com a adição de água indica que o processo de conversão de energia química do combustível em energia térmica para alteração das propriedades da mistura dentro do volume de controle foi menor do que nos casos sem injeção de água. Este fato pode ser justificado por duas hipóteses que não podem ser distinguidas: 1) o processo de combustão com a adição de água está menos eficiente, com possíveis valores de velocidade e turbulência piores para a mistura e/ou menores emissões de poluentes ou componentes que reduzem efetivamente a energia liberada pela entalpia destes produtos na exaustão; 2) em virtude de uma maior transferência de calor, acarretada pela menor temperatura dos gases e da chama adiabática da mistura devido a presença da água.

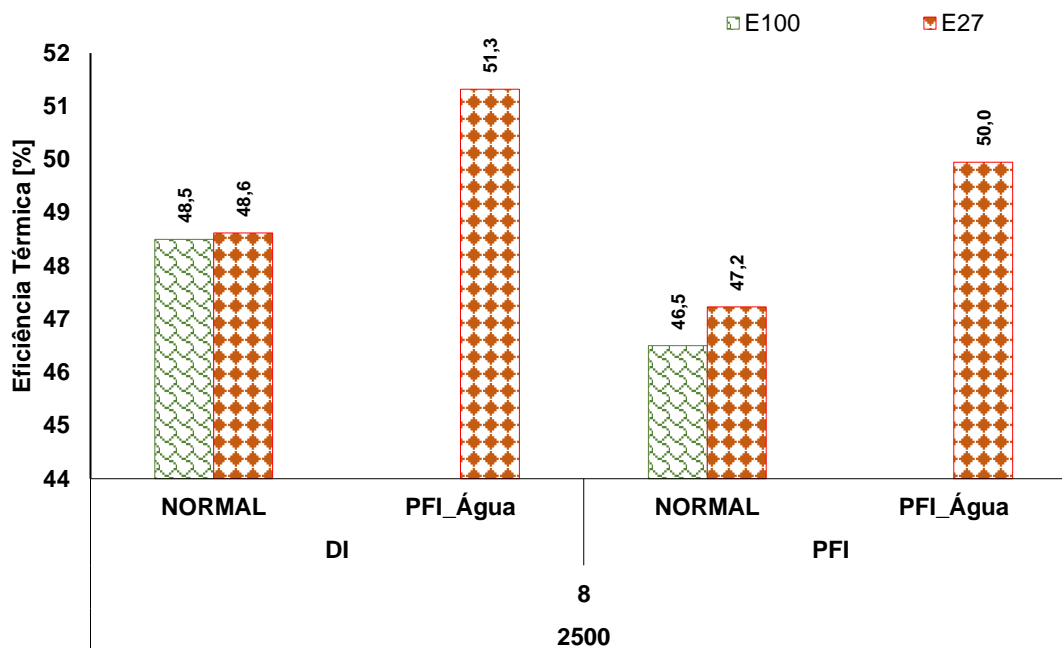
Figura 104 – Análise comparativa da eficiência de combustão com e sem injeção de água



Fonte: Próprio autor

A eficiência térmica do ciclo termodinâmico de operação do motor refere-se à razão entre o calor liberado pelo processo de combustão e o trabalho útil realizado no ciclo. Uma análise atenta da Figura 105 permite compreender que a água presente no processo de combustão tem maior influência na eficiência térmica do ciclo termodinâmico. Dessa forma, entende-se que um melhor aproveitamento da energia térmica foi obtido à medida que foi possível recuperar o avanço de ignição e conseqüentemente a taxa de queima da mistura.

Figura 105 – Análise comparativa da eficiência térmica com e sem injeção de água

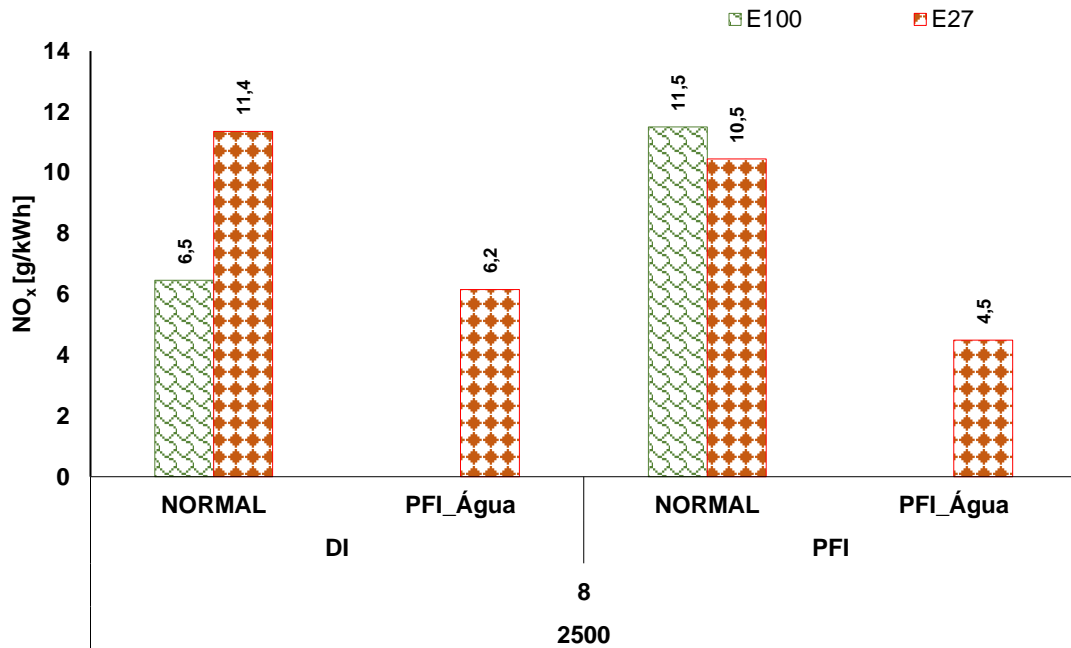


Fonte: Próprio autor

Como dito diversas vezes ao longo do trabalho, uma das principais razões para o emprego da injeção de água nos motores de combustão interna é possibilidade da redução na emissão de poluentes. Os dados apresentados pela Figura 106 permitem a confirmação da capacidade em reduzir a emissão de NO_x de um MCI. Para a condição estudada, a redução de NO_x chegou a mais de 50% quando se comparam as configurações do motor com e sem injeção de água para E27. Uma das explicações para tal comportamento é que a presença de vapor de água na câmara de combustão que faz com que a capacidade térmica da mistura aumente, resultando em uma menor temperatura de combustão e, portanto, redução na taxa de formação de NO_x .

Ainda sobre a menor concentração de NO_x nos gases de escape, a revisão bibliográfica realizada demonstra que, durante a combustão, as moléculas de água experimentam um processo de dissociação, produzindo os radicais H^+ e OH^- . Assim, a formação de NO_x é suprimida pela presença dos radicais OH^- , fazendo com que a água contribua ainda mais para a redução da taxa de formação de NO_x .

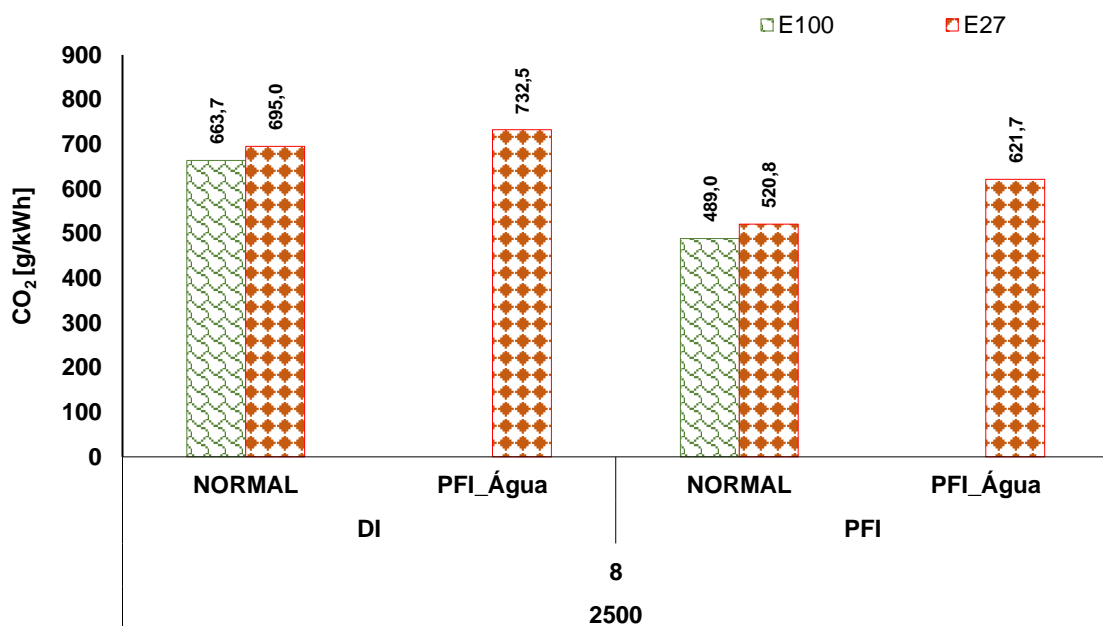
Figura 106 – Análise comparativa das emissões específicas de NO_x com e sem injeção de água



Fonte: Próprio autor

Em relação às emissões específicas de CO₂, apresentadas na Figura 107, é observado um ligeiro aumento em cerca de 10% em todas as condições de teste. Comportamento este similar ao apresentado na revisão bibliográfica.

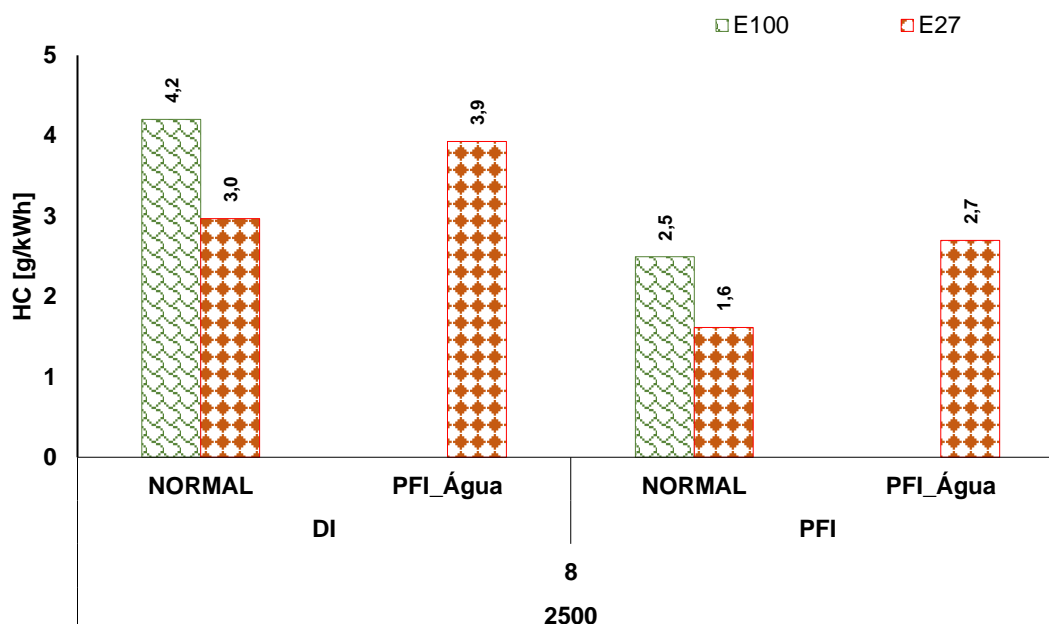
Figura 107 – Análise comparativa das emissões específicas de CO₂ com e sem injeção de água



Fonte: Próprio autor

A Figura 108 apresenta os resultados das emissões específicas de HC para os ensaios realizados, sendo evidenciado um aumento em cerca de 20%.

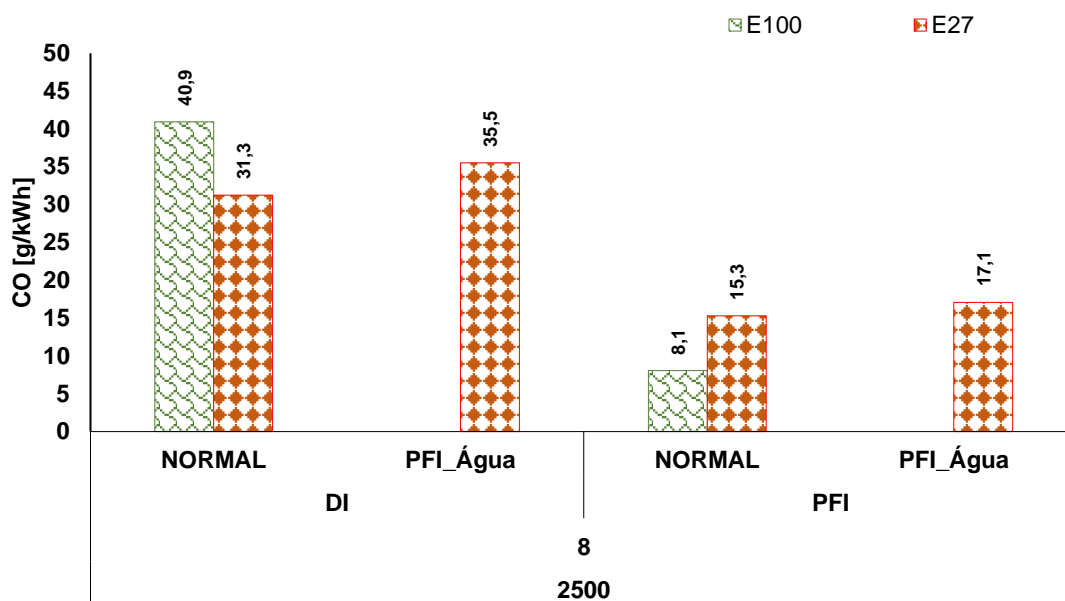
Figura 108 – Análise comparativa das emissões específicas de HC com e sem injeção de água



Fonte: Próprio autor

A presença de água na zona não queimada, além de reduzir a velocidade de queima devido a redução da temperatura do cilindro, pode acarretar no aumento das emissões de CO, devido à ocorrência de uma combustão incompleta, como descrito na revisão bibliográfica. A Figura 109 mostra que houve um aumento da emissão de CO em cerca de 13% quando o motor foi equipado com a tecnologia da injeção de água.

Figura 109 – Análise comparativa das emissões específicas de CO com e sem injeção de água



Fonte: Próprio autor

5. CONCLUSÕES

As conclusões deste trabalho referem-se às metodologias desenvolvidas e aos resultados obtidos dos testes experimentais com o estudo de caracterizar, analisar e estudar tecnologias como: relação volumétrica de compressão, sistemas de injeção de combustível, sistema de injeção de água, controle da estrutura de fluxo e recirculação dos gases de escapamento em um motor monocilindro de pesquisa para combustíveis E27 (gasolina brasileira) e E100 (etanol hidratado), visando a maximização da eficiência de conversão de combustível, conforme os objetivos específicos propostos.

5.1. Conclusões da Etapa 1 – Testes de caracterização do motor

Dos resultados obtidos para as condições de operação para caracterização do motor pode-se concluir que:

- O motor funcionou de forma satisfatória com os dois combustíveis (E27, e E100), com CoV NIMEP menores que 1,5% para todas as condições ensaiadas.
- Quando se utilizou E27 como combustível e operou-se em alta carga, a presença de detonação não permitiu a utilização de um avanço de ignição adequado e por este motivo o MBF50 se deslocou em relação à zona ideal de trabalho.
- Foi observado uma tendência de desaceleração da propagação da chama quando se elevou a razão volumétrica de compressão de 11,0:1 para 15,0:1, para ambos os combustíveis e sistemas de injeção estudados
- Para o sistema DI a combustão ocorreu de forma mais lenta quando comparada ao sistema PFI.
- Quando se elevou a razão volumétrica de compressão, a tendência foi de acelerar a primeira metade do processo de combustão.
- Como uma consequência direta da elevação da razão volumétrica de compressão, observou-se uma elevação da pressão máxima dentro do cilindro.

- O aumento da razão volumétrica de compressão de 11,5:1 para 15,0:1 implicou em um ganho absoluto médio de 5% na eficiência de conversão de combustível.
- Foi observado uma maior emissão de NO_x quando se utilizou E27 como combustível, cerca de 50% maior quando comparado ao E100.
- A elevação da razão volumétrica de compressão de 11,5:1 para 15,0:1 propiciou um aumento em torno de 25% nas emissões de NO_x.
- Foi observado uma redução das emissões de CO₂ com o aumento da carga e elevação da razão volumétrica de compressão, de 11,5:1 para 15,0:1 em cerca de 5% em ambos os combustíveis e sistema de injeção.
- Foi observado que a elevação da razão volumétrica de compressão impacta no aumento da emissão de HC.
- As emissões de CO apresentaram um aumento de 45% para o sistema de injeção direta quando comparado ao sistema de injeção indireta.

5.2. Conclusões da Etapa 2 – Influência do diagrama de válvulas em iEGR

Dos resultados obtidos para as condições de operação do motor sob influência do diagrama de válvulas em iEGR pode-se concluir que:

- A estratégia de abertura antecipada da válvula de admissão foi mais eficaz em reter gás queimado.
- Foi observado que a iEGR impacta mais significativamente na duração da segunda metade da combustão (MBF50-90).
- A redução das perdas por bombeamento foi mais efetiva ao se utilizar a estratégia de abertura antecipada da válvula de admissão, sendo mais efetiva para carga baixa, 3bar de NIMEP; quando comparada ao fechamento atrasado da válvula de escapamento.
- Para condições operando com E100 o ganho de eficiência de conversão de combustível superou 2% absoluto.
- Para condições operando com E27 não houve ganho de eficiência de conversão de combustível.

- Observou-se uma redução média de 40% nas emissões de NO_x, 38% nas emissões de CO₂, 37% nas emissões de HC e redução média nas emissões de CO na ordem de 30% para E27, enquanto a máxima redução foi superior a 50%, utilizando E100.

5.3. Conclusões da Etapa 3 – Influência da iEGR combinada com alteração da estrutura de fluxo

Dos resultados obtidos para as condições de operação do motor sob influência da iEGR combinada com alteração da estrutura de fluxo pode-se concluir que:

- A variação no diagrama de válvulas da admissão afetou significativamente a velocidade de queima da mistura, enquanto a utilização do anteparo para alteração da estrutura de fluxo acelerou o processo de combustão.
- Ao modificar a razão volumétrica de compressão de 11,5:1 para 15,0:1 atingiu-se redução de 3,8% no consumo específico de combustível.
- Ao se aplicar estratégia de variação do comando de válvulas para reter mais gás queimado, a redução de consumo foi ampliada em 5,9
- A associação de tecnologias permitiu redução de até 10% no consumo específico de combustível para a condição analisada, 3bar@2500rpm.
- A combinação do sistema DI, com elevação da razão volumétrica de compressão, utilização de iEGR baseada na abertura adiantada da válvula de admissão e alteração da estrutura de fluxo para aumento da geração de *tumble* colaborou com a elevação absoluta da eficiência de conversão de combustível em 3,5%.
- A associação de tecnologias permitiu um ganho absoluto de 1,6% na eficiência de conversão de combustível com E100, em relação ao E27.
- A elevação da razão volumétrica de compressão influenciou negativamente na eficiência da combustão.
- A eficiência de combustão foi aumentada quando se utilizou iEGR e variação da estrutura de fluxo.
- Observou-se uma redução média nas emissões da ordem de 6% para o NO_x, de 10% para emissões de CO₂, de 12% para emissões de HC e de 17% nas emissões de CO.

5.4. Conclusões da Etapa 4 – Influência de injeção de água

Dos resultados obtidos para as condições de operação do motor sob Influência de injeção de água pode-se concluir que:

- A queima da mistura ocorreu mais rapidamente quando utilizada injeção de água, recuperando principalmente a segunda metade do processo de combustão MBF50-90
- A presença de água na mistura atuou como um agente antidetonante.
- O impacto da injeção da água na eficiência de conversão de combustível resultou em cerca de 4% de ganho absoluto quando comparado ao combustível E27 e 2% comparado ao E100 sem injeção de água.
- A injeção de água reduziu a temperatura do gás no escapamento em cerca de 100 °C.
- A adição de água influenciou negativamente na eficiência da combustão.
- A água presente no processo de combustão teve maior influência na eficiência térmica do ciclo termodinâmico.
- Observou-se uma redução média da ordem de 50% nas emissões de NO_x.
- Observou-se um aumento em média de 10% para emissões de CO₂, de 20% para emissões de HC e de 13% nas emissões de CO.

5.5. Conclusões finais

A realização dos testes experimentais foi baseada nos ciclos de homologação veicular de aplicação para o mercado nacional e europeu, que objetivou o aumento da eficiência de conversão de combustível. Os pontos de operação ensaiados foram selecionados e divididos por possuírem maior relevância nos ciclos de homologação e tecnologias apresentadas na revisão bibliográfica.

A metodologia de calibração do sistema de controle do motor, tanto para a caracterização quanto para a implementação das tecnologias de maximização da eficiência de conversão de combustível, propostas neste trabalho, mostraram-se aptas a quantificar os ganhos apresentados em redução do consumo de combustível e emissões de poluentes, conforme os resultados obtidos nos testes dinamômetros.

Baseado nos resultados obtidos neste trabalho, a definição e a implementação das tecnologias aplicadas ao motor utilizado neste trabalho, apresentou-se como uma poderosa ferramenta na maximização da eficiência de conversão de combustível.

Finalmente, este trabalho contribui para evolução tecnológica e a pesquisa relacionada com o aumento de eficiência dos motores de combustão interna.

5.6. Sugestões para trabalhos futuros

A partir dos resultados obtidos neste trabalho e de sua análise foi possível elaborar propostas para continuidade deste trabalho que certamente contribuirão para a maximização da eficiência de conversão de combustível em motores de combustão interna, sendo elas:

- Utilizar um sistema de injeção direta *Spray-Guided* para ampliação dos benefícios no processo de formação da mistura ar-combustível.
- Combinar as estratégias de empobrecimento e estratificação da mistura ar-combustível com a utilização de turbo compressores para a recuperação da carga.
- Aplicar a estratégia de iEGR em todas as condições de teste utilizando turbo compressores para a recuperação da carga.
- Desenvolver metodologia para medir e calcular a porcentagem de iEGR.
- Utilizar mecanismos que alterem continuamente a estrutura primária de fluxo para a recuperação da taxa de queima em condições de baixa carga.
- Testes variando a razão da massa de água pela massa de combustível para minimizar as emissões de poluentes.
- Testes da influência da água na degradação de conversores catalíticos.
- Aplicar a estratégia de injeção de água para condições de carga elevada utilizando turbo compressores com combustíveis líquidos e gasosos de aplicação veicular.
- Desenvolver modelos matemáticos e/ou realizar simulações unidimensionais e tridimensionais dos casos estudados neste trabalho.

REFERÊNCIAS

ALKIDAS, A. and El Tahry, S., "Contributors to the Fuel Economy Advantage of DISI Engines Over PFI Engines," SAE Technical Paper 2003-01-3101, 2003.

ALKIDAS, A. C. Combustion advancements in gasoline engines. Energy Conversion and Management, v. 48, n. 11, p. 2751-2761, 11// 2007. ISSN 0196-8904.

BAETA, J. G. C. Metodologia experimental para maximização do desempenho de um motor multicombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global. Tese de Doutorado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFMG. Belo Horizonte - MG. 2006, 202 p.

BAETA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; SILVA, T. R. V. Exploring the limits of a downsized 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, 11/15/ 2015. ISSN 0196-8904.

BONATESTA, F., G. Altamore, J. Kalsi, M. Cary, Fuel economy analysis of part-load variable camshaft timing strategies in two modern small-capacity spark ignition engines, Applied Energy, Volume 164, 2016, Pages 475-491, ISSN 0306-2619.

BOZZA, F., Vincenzo De Bellis, Luigi Teodosio, Potentials of cooled EGR and water injection for knock resistance and fuel consumption improvements of gasoline engines, Applied Energy, Volume 169, 2016, Pages 112-125, ISSN 0306-2619.

BRAGA, G. T. Uma contribuição ao controle de motores de combustão interna de ignição por centelha na condição de marcha lenta. 2007. Universidade Federal de Minas Gerais

CLEARY, D. and Silvas, G., "Unthrottled Engine Operation with Variable Intake Valve Lift, Duration, and Timing," SAE Technical Paper 2007-01-1282, 2007.

COSTA, R. B. Desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas para um motor de combustão interna com acesso óptico. Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte – MG. 2015.

COSTA, R. C., José R. Sodré, Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance, Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issues 2–3, 2011, Pages 278-283, ISSN 1359-4311.

Department of Energy, "Annual Energy Outlook 2014. With Projections to 2040", DOE/EIA-0383, 2014, disponível em: [http://www.eia.gov/forecasts/aeo/pdf/0383\(2014\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/aeo/pdf/0383(2014).pdf).

Environmental Protection Agency (EPA), "Inventory of U.S. Greenhouse Gas Emissions and Sinks: 1990-2014", 2016, disponível em: <https://www3.epa.gov/climatechange/Downloads/ghgemissions/>

FENG, R., Li, Y., Yang, J., FU, J. et al., "Investigations of Atkinson Cycle Converted from Conventional Otto Cycle Gasoline Engine," SAE Technical Paper 2016-01-0680, 2016.

FERGUSON, C. R. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. 2° ed. New York: John Wiley & Sons, 2001.

GARCÍA, C. A.; Fuentes, A.; Hennecke, A.; Riegelhaupt, E.; Manzini, F.; Masera, O., "Life-Cycle Greenhouse Gas Emissions and Energy Balances of Sugarcane Ethanol Production in Mexico", *Applied Energy*, v. 88, n. 6, p. 2088-2097, 2011.

GALLONI, E.; FONTANA, G.; PALMACCIO, R. Numerical analyses of EGR techniques in a turbocharged spark-ignition engine. *Applied Thermal Engineering*, v. 39, p. 95-104, 6// 2012. ISSN 1359-4311.

GIACOSA, Dante. *Motores endotérmicos*. Barcelona: Omega, 1988. 852p.

GRANDIN, B.; ÅNGSTRÖM, H.-E. Replacing Fuel Enrichment in a Turbo Charged SI Engine: Lean Burn or Cooled EGR: SAE International 1999.

HAMORI, F. Exploring the limits of hydrogen assisted jet ignition. 2006.

HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Singapore: McGraw-Hill, 1988.

IACOBACCI, A., Marchitto, L., and Valentino, G., "Water Injection to Enhance Performance and Emissions of a Turbocharged Gasoline Engine under High Load Condition," *SAE Int. J. Engines* 10(3):928-937, 2017.

IEA, I. E. A.-. *Improving The Fuel Economy of Road Vehicles*. Paris, France: IEA: 86 p. 2012.

International Council for Clean Transportation (ICCT), "EU CO2 Emission Standards for Passenger Cars and Light-Commercial Vehicles", 2014, disponível em: http://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCTupdate_EU-95gram_jan2014.pdf.

KHOVAKH, M., ed. *Motor vehicle engines*. Mir Publishers, 1979.

KIHYUNG Lee, Choongsik Bae, Kernyong Kang, The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine, *Applied Thermal Engineering*, Volume 27, Issues 11–12, 2007, Pages 2122-2130, ISSN 1359-4311.

KLEEBERG, H., Tomazic, D., Dohmen, J., Wittek, K. et al., "Increasing Efficiency in Gasoline Powertrains with a Two-Stage Variable Compression Ratio (VCR) System," SAE Technical Paper 2013-01-0288, 2013.

KRAMER, F., Schwarz, C., and Witt, A., "Effect of Compression Ratio on the Combustion of a Pressure Charged Gasoline Direct Injection Engine," SAE Technical Paper 2000-01-0250, 2000.

LATTIMORE, T., José M. Herreros, Hongming Xu, Shijin Shuai, Investigation of compression ratio and fuel effect on combustion and PM emissions in a DISI engine, *Fuel*, Volume 169, 2016, Pages 68-78, ISSN 0016-2361.

LEONE, T.G.; Anderson, J.E.; Davis, R.S.; Iqbal, A.; Reesell, R.A.; Shelby, M.H.; Studzinski, W.M., "The Effect of Compression Ratio, Fuel Octane Rating, and Ethanol Content on Spark-Ignition Engine Efficiency", *Environmental Science and Technology*, v. 49, n. 18, p. 10778–10789, 2015.

LUJÁN, J. M., Héctor Climent, Ricardo Novella, Manuel Eduardo Rivas-Perea, Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine, *Applied Thermal Engineering*, Volume 89, 2015, Pages 432-443.

MACHADO, G. B. Metodologias para Desenvolvimento de Combustíveis e Determinação da Velocidade de Propagação de Chama em Motores de Ignição por Centelha. Tese de Doutorado. PUC-RIO, Rio de Janeiro, 2012.

MELO, T. C. C., Machado, G. B., Oliveira, E. J., et al., 2010. "Experimental investigation of different hydrous ethanol - Gasoline Blends on a Flex Fuel Engine", SAE Technical Paper 2010-36-0469.

MIKLANEK, L., Vitek, O., Gotfryd, O., and Klir, V., "Study of Unconventional Cycles (Atkinson and Miller) with Mixture Heating as a Means for the Fuel Economy Improvement of a Throttled SI Engine at Part Load," *SAE Int. J. Engines* 5(4):1624-1636, 2012.

MINGRUI, W., Nguyen Thanh Sa, Richard Fiifi Turkson, Liu Jinping, Guo Guanlun, Water injection for higher engine performance and lower emissions, *Journal of the Energy Institute*, Volume 90, Issue 2, 2017, Pages 285-299, ISSN 1743-9671.

MONTEIRO, A. G. Estratégia de redução de emissões de poluentes no setor de transportes por meio de substituição modal na região metropolitana de São Paulo. 1998. Universidade Federal do Rio de Janeiro

MUÑOZ, R., Han, Z., VanDerWege, B., and Yi, J., "Effect of Compression Ratio on Stratified-Charge Direct- Injection Gasoline Combustion," SAE Technical Paper 2005-01-0100, 2005.

OSBORNE, R., Downes, T., O'Brien, S., Pendlebury, K. et al., "A Miller Cycle Engine without Compromise - The Magma Concept," *SAE Int. J. Engines* 10(3):846-857, 2017.
PARK, C., Sungdae Kim, Hongsuk Kim, Yasuo Moriyoshi, Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine, *Energy*, Volume 41, Issue 1, 2012, Pages 401-407, ISSN 0360-5442.

POTTEAU, S., Lutz, P., Leroux, S., Moroz, S. et al., "Cooled EGR for a Turbo SI Engine to Reduce Knocking and Fuel Consumption," SAE Technical Paper 2007-01-3978, 2007.

PULKRABEK, Willard W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Upper Saddle River, N.J.: Prentice-Hall, Inc., 1997. 411 p.

RODRIGUES FILHO, F. A. Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lanças de carga estratificada. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014.

ROHIT, A., Satpathy, S., Choi, J., Hoard, J. et al., "Literature Survey of Water Injection Benefits on Boosted Spark Ignited Engines," SAE Technical Paper 2017-01-0658, 2017.

SCHWADERLAPP, M., Habermann, K., and Yapici, K., "Variable Compression Ratio - A Design Solution for Fuel Economy Concepts," SAE Technical Paper 2002-01-1103, 2002.

SMITH, P., Heywood, J., and Cheng, W., "Effects of Compression Ratio on Spark-Ignited Engine Efficiency," SAE Technical Paper 2014-01-2599, 2014.

STANSFIELD, P., Wigley, G., Garner, C., Patel, R. et al., "Unthrottled Engine Operation using Variable Valve Actuation: The Impact on the Flow Field, Mixing and Combustion," SAE Technical Paper 2007-01-1414, 2007, <https://doi.org/10.4271/2007-01-1414>.

TAYLOR, C. F. and EDWARD S. TAYLOR. *The Internal Combustion Engine*. International Textbook Company, 1961.

TEIXEIRA, A. F. Modelo Matemático para Diagnóstico em Tempo Real da Combustão nos Motores de Combustão Interna de Ignição por Centelha. Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Minas Educação Tecnológica - CEFET, Belo Horizonte – MG. 2015.

WANG, Y., Bingfeng Zu, Yuliang Xu, Zhen Wang, Jie Liu, Performance analysis of a Miller cycle engine by an indirect analysis method with sparking and knock in consideration, *Energy Conversion and Management*, Volume 119, 2016, Pages 316-326, ISSN 0196-8904.

WANG, M.; Han, J.; Dunn, J.B.; Cai, H.; Elgowainy, A., "Well-To-Wheels Energy Use And Greenhouse Gas Emissions Of Ethanol From Corn, Sugarcane And Cellulosic Biomass For US Use", *Environmental Research Letters*, v. 7, n. 4, 2012.

WEI, H., Tianyu Zhu, Gequn Shu, Linlin Tan, Yuesen Wang, Gasoline engine exhaust gas recirculation – A review, *Applied Energy*, Volume 99, 2012, Pages 534-544, ISSN 0306-2619.

WORM, J., Naber, J., Duncan, J., Barros, S. et al., "Water Injection as an Enabler for Increased Efficiency at High-Load in a Direct Injected, Boosted, SI Engine," *SAE Int. J. Engines* 10(3):951-958, 2017.

ZHANG, Z., Tianyou Wang, Ming Jia, Qun Wei, Xiangzan Meng, Gequn Shu, Combustion and particle number emissions of a direct injection spark ignition engine operating on ethanol/gasoline and n-butanol/gasoline blends with exhaust gas recirculation, *Fuel*, Volume 130, 2014, Pages 177-188, ISSN 0016-2361.

ZHAO, H. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Boca Raton, FL, USA: Woodhead Publishing Limited e CRC Press LLC, 2010. 325.

ZHUANG, Y., Guang Hong, Effects of direct injection timing of ethanol fuel on engine knock and lean burn in a port injection gasoline engine, Fuel, Volume 135, 2014, Pages 27-37, ISSN 0016-2361.

ANEXO I

Formulário de referência para as grandezas calculadas

Cálculo da potência de eixo diretamente pelo sistema PUMA(Pot_{eixo})

$$Pot_{eixo} = \frac{\pi}{30000} (\tau \cdot n) [kW]$$

Onde,

τ , torque de eixo medido no ensaio [Nm]

n , regime de rotação [rpm]

Cálculo do torque corrigido de referência dado pela norma ABNT 1585

(τ_{corr}) - Resultado Padrão

$$\tau_{corr} = \tau \left[\left(\frac{1013}{P_{amb}} \right) \left(\frac{(T_{amb} + 273)}{293} \right)^{1/2} \right] [Nm]$$

Onde,

P_{amb} , pressão barométrica da sala [mbar]

T_{amb} , temperatura da sala [°C]

Cálculo do torque corrigido utilizando a norma ABNT 1585 (τ_{corr}) – Reescreve o Resultado Padrão em função de restrições nos parâmetros

$$\tau_{corr} = \tau \left[\left(\frac{990}{(P_{amb} - P_w)} \right)^{1,2} \left(\frac{(T_{amb} + 273)}{298} \right)^{0,6} \right] [Nm]$$

$$800 > P_{amb} \leq 1100$$

$$15 > T_{amb} \leq 35$$

Onde,

P_{amb} , pressão barométrica da sala [mbar]

T_{amb} , temperatura da sala [°C]

P_w , pressão de vapor de água [mbar]

A pressão de vapor de água é dada por:

$$P_w = \frac{UR}{100} (6,04444 + 0,461236T_{amb} + 0,013368T_{amb}^2 + 0,00025115T_{amb}^3 + 0,00000459783T_{amb}^4)$$

Onde,

T_{amb} , temperatura da sala [°C]

UR , umidade relativa [%]

Cálculo da potência corrigida (Pot_{corr})

$$Pot_{corr} = Pot_{eixo} \left(\frac{\tau_{corr}}{\tau} \right) [kW]$$

Cálculo da pressão média efetiva indicada líquida (NIMEP)

$$NIMEP = \frac{1}{V_d} \oint P dV [bar]$$

Onde,

P , pressão do gás no interior do cilindro [bar]

V_d , deslocamento volumétrico do motor [cm³] – (454cm³ SCRE)

V , volume instantâneo dentro do cilindro [cm³]

O volume instantâneo em função do ângulo do virabrequim é dado por

$$V(\theta) = V_{cc} + \frac{\pi D^2}{4} \left(l + a \left(1 - \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \cdot \text{sen}^2 \theta} \right) \right) [cm^3]$$

Onde,

V_{cc} , volume fixo da câmara de combustão

D , diâmetro do cilindro [cm] – (8,2cm SCRE)

a , raio de manivela - metade do curso do pistão [cm] – (4,3cm SCRE)

l , comprimento da biela [cm] – (14,4cm SCRE)

θ , posição angular do virabrequim [°]

Cálculo da pressão média efetiva de bombeamento (PMEP)

$$PMEP = \frac{1}{V_d} \left\{ \left(\int_{TDC}^{BDC} P dV \right)_{int} + \left(\int_{BDC}^{TDC} P dV \right)_{exh} \right\} [bar]$$

Onde,

int, intake (integral limitada ao evento de admissão)

exh, exhaust (integral limitada ao evento de exaustão)

P, pressão no interior do cilindro [bar]

V, volume instantâneo dentro do cilindro [cm³]

V_d, deslocamento volumétrico do pistão [cm³] – (454cm³ SCRE)

Cálculo da pressão média efetiva de eixo (BMEP)

$$BMEP = 40\pi \frac{\tau}{V_d} [bar]$$

Onde,

τ, torque de eixo medido no ensaio [Nm]

V_d, volume deslocado [cm³] – (454cm³ SCRE)

Cálculo da pressão média efetiva de atrito (FMEP)

$$FMEP = (NIMEP - BMEP) [bar]$$

Cálculo da covariância da pressão média efetiva indicada líquida (CoV NIMEP)

$$COV_NIMEP = \frac{100}{\sigma_{NIMEP} \cdot 200} \sum_{ciclo=1}^{200} NIMEP_{ciclo} [\%]$$

Onde,

σ_{NIMEP}, desvio padrão da NIMEP de 200 ciclos.

Cálculo da covariância da pressão máxima dentro do cilindro (CoV_PMAX)

$$COV_PMAX = \frac{100}{\sigma_{PMAX} \cdot 200} \sum_{ciclo=1}^{200} PMAX_{ciclo} \quad [\%]$$

Onde,

σ_{PMAX} , desvio padrão da pressão máxima de 200 ciclos.

Cálculo do torque indicado (τ_{ind})

$$\tau_{ind} = \tau \left(\frac{NIMEP}{BMEP} \right) \quad [Nm]$$

Cálculo da potência indicada (Pot_{ind})

$$Pot_{ind} = \frac{NIMEP \cdot V_d}{1200000} \cdot n \quad [kW]$$

Cálculo do consumo específico de combustível indicado (ISFC)

$$ISFC = 1000 \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_{ind}} \quad [g/kWh]$$

Cálculo do consumo específico de combustível de eixo (BSFC)

$$BSFC = 1000 \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_{eixo}} \quad [g/kWh]$$

Cálculo da eficiência de conversão de combustível (η_{cc})

$$\eta_{cc} = \frac{Pot_{ind} \cdot 360}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \quad [\%]$$

Onde,

PCI, poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg].

Cálculo da eficiência da combustão (η_c)

$$\eta_c = \frac{\frac{(Q_{at} \cdot n)}{120}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI} \cdot \frac{360}{1000} \quad [\%]$$

Onde,

Q_{at} , calor liberado aparente, modelo termodinâmico - análise da curva de pressão no cilindro [J]

Cálculo da eficiência térmica (η_t)

$$\eta_t = \frac{Pot_{ind}}{\frac{(Q_{at} \cdot n)}{120}} \cdot 100000 \quad [\%]$$

Cálculo do tempo de injeção (Inj_{time})

Como o sinal de injeção é monitorado com base na posição angular do virabrequim, calcula-se o tempo de injeção pela seguinte expressão:

$$Inj_{time} = 1000 \frac{DOI}{6n} \quad [ms]$$

Onde,

DOI , duração da injeção [°]

n , regime de rotação [rpm]

Cálculo da quantidade de combustível por ciclo ($m_{fuel_{ciclo}}$)

$$m_{fuel_{ciclo}} = \frac{1000000 \frac{\dot{m}_{fuel}}{3600}}{\frac{n}{120}} \quad [mg]$$

Onde,

\dot{m}_{fuel} , vazão mássica de combustível medida [kg/h]

n , regime de rotação [rpm]

Cálculo da quantidade de água por ciclo ($m_{water_{ciclo}}$)

$$m_{water_{ciclo}} = \frac{Inj_{time_{water}} \cdot \dot{V}_{water_{max}} \cdot \rho_{water}}{30 \cdot n} [mg]$$

Onde,

$Inj_{time_{water}}$, tempo de injeção de água [ms]

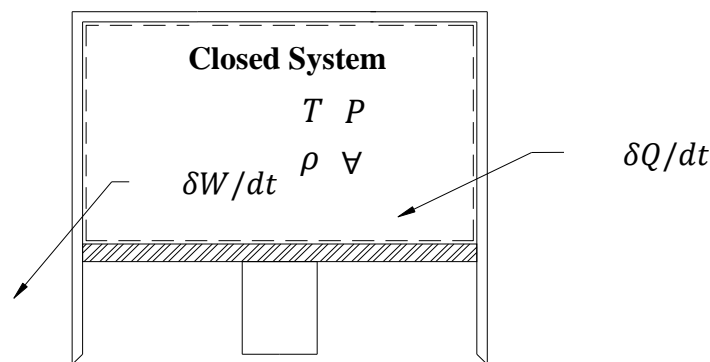
$\dot{V}_{water_{max}}$, vazão volumétrica máxima do injetor de água [cm³/min]

ρ_{water} , massa específica da água [g/cm³]

n , regime de rotação [rpm]

Modelo termodinâmico de uma zona para avaliação do processo de combustão

O esquema abaixo apresenta do volume de controle para o modelo quase-dimensional da combustão.



Aplicando o princípio de conservação da energia ao volume de controle da Figura 9 (sistema fechado) tem-se que a taxa de liberação de calor pode ser escrita como:

$$\frac{\delta Q_a}{d\theta} = m \frac{c_v dT}{d\theta} + \frac{P dV}{d\theta}$$

Onde,

m , massa mistura dentro do cilindro

T , temperatura média do gás dentro do cilindro.

P , pressão média do gás dentro do cilindro.

V , volume instantâneo disponível no cilindro.

c_v , calor específico a volume constante da mistura no interior do cilindro (função da temperatura).

θ , posição angular do virabrequim (0° - PMS de compressão).

A temperatura média dentro do cilindro é dada pela equação do gás ideal:

$$T = \frac{P V}{m R}$$

Onde,

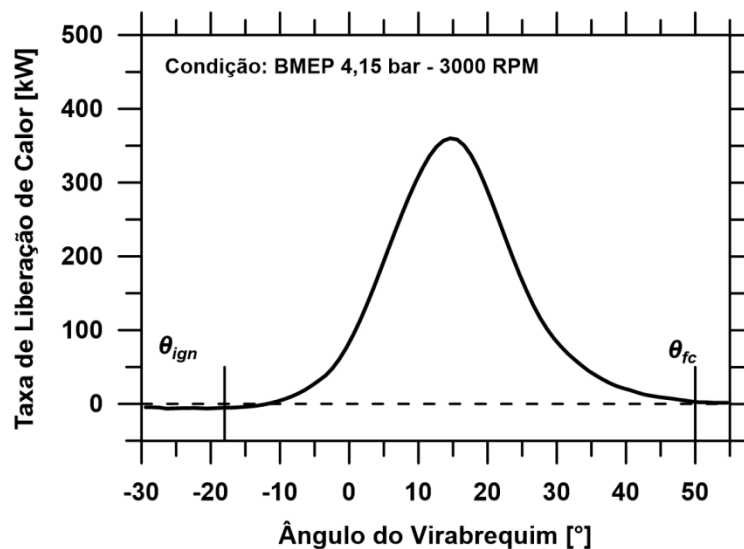
R , constante da mistura de gases (0,280 kJ/kg.K)

m , massa no interior do cilindro, estimada pela equação do gás ideal a -180°CA

O calor específico a volume constante da mistura no interior do cilindro é uma função da temperatura e é dado por:

$$c_v = 0,7 + 0,255 \frac{T}{1000} \quad [\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$$

Resolvendo para uma curva de pressão medida, tem-se a taxa de liberação de calor abaixo.

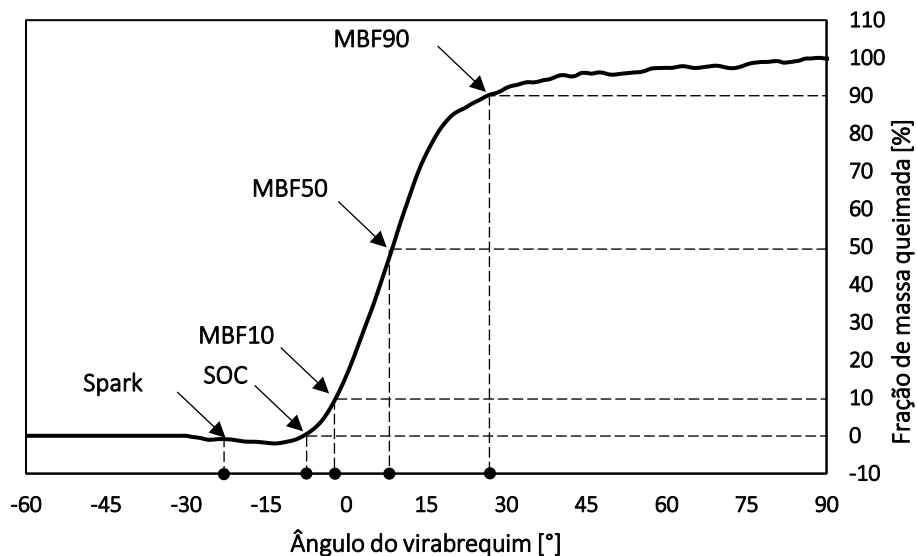


Integrando a taxa de liberação de calor na janela de -60 a 90° (ref. 0° PMS compressão), tem-se o calor total líquido aparente liberado pelo processo de combustão, ou seja, a energia que realmente alterou a pressão e temperatura média do gás no interior do cilindro.

$$Q_{at} = \int_{-60^{\circ}}^{90^{\circ}} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta$$

A fração de massa queimada é então calculada pela seguinte equação e mostrada e definida na curva abaixo.

$$X_b(\theta) = \frac{100}{Q_{at}} \int_{-60^{\circ}}^{\theta} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta$$



A partir da curva de fração de massa queimada é possível determinar os principais parâmetros do processo de combustão.

SOC, posição angular do virabrequim referente ao início da combustão: determinado quando a curva de fração de massa queimada atinge derivada positiva e seu valor ultrapassa 0%.

MBF 50, posição angular do virabrequim referente à queima de 50% do combustível: determinado quando a curva de fração de massa queimada atinge 50%.

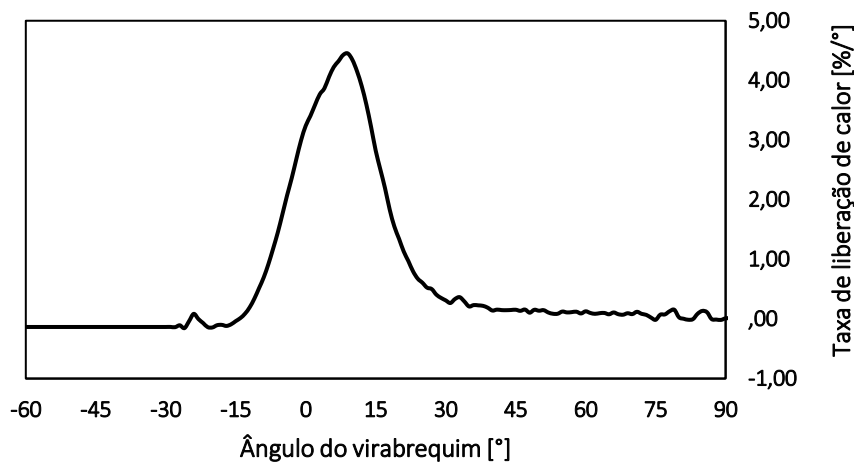
MBF 10 – 90, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 10% do combustível até 90% (ângulo de queima rápida): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 90% e 10%.

MBF 10 – 50, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 10% do combustível até 50% (primeira porção da queima): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 50% e 10%.

MBF 50 – 90, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 50% do combustível até 90% (segunda porção da queima): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 90% e 50%.

Atraso de ignição, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de início da combustão e avanço de ignição: determinado pela diferença angular entre o momento da centelha e o SOC.

A taxa de liberação de calor pode ser normalizada e corresponde à derivada da curva de fração de massa queimada. Esta grandeza é mostrada na curva abaixo, obtida pela modelagem.



Metodologia para determinação das emissões específicas base seca

Primeiramente, admite-se 5 gases como composição da mistura no escapamento (CO, CO₂, NO_x, HC e N₂). O oxigênio é desconsiderado uma vez que

se trabalha com mistura estequiométrica. A água é desconsiderada porque o gás é seco após passagem em sílica e em filtro de umidade, antes de acessar o medidor de poluentes. Determina-se pela equação a seguir a massa molar do gás no escapamento, sendo esta uma média ponderada na fração volumétrica de cada componente da mistura.

$$MM_{exh} = MM_{HC} \cdot vol_{HC} \cdot 10^{-6} + MM_{CO} \cdot vol_{CO} \cdot 10^{-2} + MM_{CO_2} \cdot vol_{CO_2} \cdot 10^{-2} + MM_{NO_x} \cdot vol_{NO_x} \cdot 10^{-6} + MM_{N_2} (1 - vol_{HC} \cdot 10^{-6} - vol_{CO} \cdot 10^{-2} - vol_{CO_2} \cdot 10^{-2} - vol_{NO_x} \cdot 10^{-6})$$

Onde,

MM_{HC} , massa molar do HC (representado por n-Hexano C6H14 – 86,18 g/mol)

MM_{CO} , massa molar do CO (28,01 g/mol)

MM_{CO_2} , massa molar do CO₂ (44,01 g/mol)

MM_{NO_x} , massa molar do NO_x (representado por NO – 30,01 g/mol)

MM_{N_2} , massa molar do N₂ (28,01 g/mol)

vol_{HC} , fração volumétrica de HC [ppm]

vol_{CO} , fração volumétrica de CO [%]

vol_{CO_2} , fração volumétrica de CO₂ [%]

vol_{NO_x} , fração volumétrica de NO_x [ppm]

As emissões específicas para os 4 gases são calculadas de acordo com as seguintes expressões. Essas equações foram deduzidas a partir da conservação de massa no motor e conversão da fração volumétrica do gás em fração mássica da mistura no escapamento.

$$ISHC = 10^3 \frac{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel})}{Pot_{ind}} \frac{MM_{HC}}{MM_{exh}} \cdot (vol_{HC} \cdot 10^{-6}) [g/kWh]$$

$$ISCO = 10^3 \frac{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel})}{Pot_{ind}} \frac{MM_{CO}}{MM_{exh}} \cdot (vol_{CO} \cdot 10^{-2}) [g/kWh]$$

$$ISCO_2 = 10^3 \frac{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel})}{Pot_{ind}} \frac{MM_{CO_2}}{MM_{exh}} \cdot (vol_{CO_2} \cdot 10^{-2}) [g/kWh]$$

$$ISNO_x = 10^3 \frac{(\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{fuel})}{Pot_{ind}} \frac{MM_{NO_x}}{MM_{exh}} \cdot (vol_{NO_x} \cdot 10^{-6}) [g/kWh]$$

Onde,

\dot{m}_{ar} , vazão mássica de ar [kg/h]

\dot{m}_{comb} , vazão mássica de combustível [kg/h]

Pot_{ind} , potência indicada [kW]

MM_{HC} , massa molar do HC (representado por n-Hexano C_6H_{14} – 86,18 g/mol)

MM_{CO} , massa molar do CO (28,01 g/mol)

MM_{CO_2} , massa molar do CO_2 (44,01 g/mol)

MM_{NO_x} , massa molar do NOx (representado por NO – 30,01 g/mol)

MM_{exh} , massa molar do gás no escapamento [g/mol]

vol_{HC} , fração volumétrica de HC [ppm]

vol_{CO} , fração volumétrica de CO [%]

vol_{CO_2} , fração volumétrica de CO_2 [%]

vol_{NO_x} , fração volumétrica de NOx [ppm]

$$BSHC = ISHC \cdot \frac{Pot_{ind}}{Pot_{eixo}}$$

$$BSCO = ISCO \cdot \frac{Pot_{ind}}{Pot_{eixo}}$$

$$BSCO_2 = ISCO_2 \cdot \frac{Pot_{ind}}{Pot_{eixo}}$$

$$BSNO_x = ISNO_x \cdot \frac{Pot_{ind}}{Pot_{eixo}}$$

ANEXO II

Grandezas medidas e calculadas

 CTM-UFMG CENTRO DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE				
Data do Ensaio: 12/08/16 Hora do Ensaio: 10:00:34 Arquivo de dados do IndiCom: INDICOM_E100_DI_CR150_1000RPM_2IMEP_TO_S0_0EGR.xlsx Arquivo de dados do PUMA: PUMA_E100_DI_CR150_1000RPM_2IMEP_TO_S0_0EGR.xlsx Arquivo de dados do Napro: NAPRO_E100_DI_CR150_1000RPM_2IMEP_TO_S0_0EGR.xlsx IndiCom: Média de 200 ciclos PUMA e NAPRO: Média de 60 segundos Razão volumétrica de compressão: 15.0:1 Combustível: E100 Etanol Hidratado Geometria do pistão: Geometria P-DI Sistema de injeção: DI Injeção direta		Tabela de Comparação		
	Média	Desvio Padrão	Descrição	Fonte
NIMEP [bar]	2,00	0,00	Pressão média efetiva indicada líquida	Calculado nível II
COV-NIMEP [%]	0,98	0,09	Covariância da pressão média efetiva indicada líquida	Calculado nível I
PMEP [bar]	-0,60	0,00	Pressão média efetiva de bombeamento (Pumping)	Calculado nível II
BMEP [bar]	1,27	0,01	Pressão média efetiva de eixo (Brake)	Calculado nível II
FMEP [bar]	0,73	0,01	Pressão média efetiva de atrito (Friction)	Calculado nível II
Regime de rotação [rpm]	1000	0	Regime de rotação do motor durante o ensaio	Medido
Eficiência de Conversão de Combustível [%]	26,2	-	Eficiência de conversão de combustível indicada	Calculado nível II
ISFC [g/kWh]	521,8	-	Consumo específico de combustível indicado	Calculado nível I
Lambda	1,00	0,00	Relação ar/combustível normalizada (1,00 = estequiométrico)	Medido
MBF50 [°]	6,9	0,2	Ângulo no qual se tem 50% da fração de massa queimada	Calculado nível III
MBF10-90 [°]	37,3	0,4	Duração, em graus, o qual se tem de 10 a 90% da fração de massa queimada	Calculado nível III
MBF10-50 [°]	8,9	0,2	Duração, em graus, o qual se tem de 10 a 50% da fração de massa queimada	Calculado nível III
MBF50-90 [°]	28,3	0,4	Duração, em graus, o qual se tem de 50 a 90% da fração de massa queimada	Calculado nível III
Avanço de ignição [°]	-16,5	0,0	Ângulo antes do PMS de compressão no qual ocorre a ignição	Medido
SOC [°]	-3,7	0,4	Ângulo no qual ocorre o início da combustão	Calculado nível III
Ignition Delay [°]	12,8	0,4	Duração, em graus, entre a ignição e o início da combustão	Calculado nível I
Pressão máxima no cilindro [bar]	20	0,1	Máxima pressão atingida dentro de cilindro	Medido
Ângulo da pressão máxima [°]	10,6	0,1	Ângulo no qual ocorre a pressão máxima no cilindro após o PMS	Medido
COV-Pressão máxima [%]	3,6	0,2	Covariância da pressão máxima	Calculado nível I
Tumble [°]	0	-	Posição, em graus, do flap de Tumble no flowbox	Medido
Swirl [°]	0	-	Posição, em graus, do flap de Swirl no flowbox	Medido
EGR [% abertura]	0	-	Posição de abertura da válvula EGR	Medido
Temperatura EGR [°C]	23,6	0,1	Temperatura dos gases de escape na entrada do coletor de admissão	Medido
vol CO [%]	0,54	0,01	Quantidade em volume (seco) de CO nos gases da exaustão	Medido
vol NOx [ppm]	1170	159	Quantidade em volume (seco) de NOx nos gases de exaustão	Medido
vol CO2 [%]	13,2	0,0	Quantidade em volume (seco) de CO2 nos gases da exaustão	Medido
vol HC [ppm]	377	2	Quantidade em volume (seco) de HC nos gases de exaustão	Medido
ISCO [g/kWh]	24,76	-	Emissão específica indicada de CO	Calculado nível III
ISNOx [g/kWh]	5,71	-	Emissão específica indicada de NOx	Calculado nível III
ISCO2 [g/kWh]	945,24	-	Emissão específica indicada de CO2	Calculado nível III
ISHC [g/kWh]	5,29	-	Emissão específica indicada de HC	Calculado nível III
DOI [°]	8,6	0,0	Duração da injeção de combustível em graus	Medido
SOI [°]	-359	0	Ângulo em que ocorre o início da injeção de combustível	Medido
IVO - APMS [°]	0	-	Ângulo de abertura da válvula de admissão antes do PMS	Medido
IVC - DPMI [°]	40	-	Ângulo de fechamento da válvula de admissão depois do PMI	Medido
EVO - APMI [°]	56	-	Ângulo de abertura da válvula de exaustão antes do PMI	Medido
EVC - DPMS [°]	0	-	Ângulo de fechamento da válvula de exaustão depois do PMS	Medido
Pressão de injeção [bar]	80	-	Pressão de injeção na linha de combustível	Medido
Tempo de injeção [ms]	1,42	0,00	Duração da injeção do combustível	Calculado nível I
Vazão mássica de combustível [kg/h]	0,4	-	Quantidade de massa de combustível em relação ao tempo	Medido
Vazão mássica de ar [kg/h]	3,3	-	Quantidade de massa de ar em relação ao tempo	Medido
Vazão média de injeção [g/s]	9,2	-	Vazão média de combustível durante o intervalo de injeção	Calculado nível I
Massa de combustível por ciclo [mg]	13,2	-	Quantidade de massa de combustível injetada por ciclo	Calculado nível I
Umidade relativa [%]	32	0	Umidade relativa do ambiente (sala de ensaios)	Medido
Pressão barométrica [bar]	0,93	0,00	Pressão atmosférica do ambiente	Medido
Pressão na admissão [bar]	0,39	0,00	Pressão no coletor de admissão	Medido
Temperatura na admissão [°C]	24	0	Temperatura no coletor de admissão	Medido
Pressão no escapamento [bar]	0,88	0,00	Pressão no coletor de exaustão	Medido
Temperatura escapamento [°C]	381	0	Temperatura no coletor de exaustão	Medido
Potência [kW]	0,5	0,0	Potência de eixo	Medido
Potência corrigida [kW]	0,5	0,0	Potência corrigida em função das condições ambientais da sala - ABNT 1585	Calculado nível I
Potência indicada [kW]	0,8	0,0	Potência indicada	Calculado nível I
Torque [Nm]	4,6	0,0	Torque de eixo	Medido
Torque corrigido [Nm]	5,1	0,0	Torque corrigido em função das condições ambientais da sala - ABNT 1585	Calculado nível I
Torque indicado [Nm]	7,2	0,0	Torque indicado	Calculado nível I
Temperatura da água de arrefecimento [°C]	89,7	0,0	Temperatura do líquido de arrefecimento	Medido
Temperatura do óleo lubrificante [°C]	90,1	0,0	Temperatura do óleo lubrificante do motor	Medido
Temperatura do combustível [°C]	20,0	0,0	Temperatura do combustível na linha de fornecimento	Medido
Legenda de cor				
	Parâmetros de interesse para reconhecimento das condições da prova			
	Parâmetros correlacionados ao processo de combustão e indicativos do uso de tecnologia avançada (EGR e FlowBox)			
	Parâmetros referentes à emissão de gases poluentes			
	Parâmetros correlacionados ao processo de formação da mistura ar-combustível			
	Parâmetros referentes às condições de fronteira/ambientais do ensaio			
	Parâmetros com referência ao regime de carga do motor			
	Parâmetros referentes às temperaturas dos fluidos utilizados no motor --- *mantidos constantes nos ensaios*			
Descrição da fonte				
Medido	Parâmetro medido por sensores. Sistema PUMA, INDICOM, NAPRO			
Calculado nível I	Parâmetro calculado a partir de matemática simples. Ex. Parâmetros estatísticos, valores corrigidos, cálculo com base em parâmetros da tabela			
Calculado nível II	Parâmetro calculado a partir de modelo matemático simplificado. Ex. (I-P-F-B)MEP			
Calculado nível III	Parâmetro calculado a partir de modelo matemático complexo. Ex. (X)MBF			