

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA

João Lucas Zaions

**EGR INTERNA PARA REDUÇÃO DO TRABALHO DE  
BOMBEAMENTO EM UM MOTOR IGNIÇÃO POR  
CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA**

Santa Maria, RS  
2022

**João Lucas Zaions**

**EGR INTERNA PARA REDUÇÃO DO TRABALHO DE  
BOMBEAMENTO EM UM MOTOR IGNIÇÃO POR CENTELHA  
DE INJEÇÃO DIRETA**

Dissertação apresentada ao curso de Mestrado acadêmico do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de concentração em Fenômenos de Transporte e Energia da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**.

Orientador: Prof. Dr. Mario Eduardo Santos Martins

Santa Maria, RS  
2022



**João Lucas Zaions**

**EGR INTERNA PARA REDUÇÃO DO TRABALHO DE BOMBAMENTO EM UM  
MOTOR IGNIÇÃO POR CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA**

Dissertação apresentada ao curso de Mestrado acadêmico do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de concentração em Fenômenos de Transporte e Energia da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para a obtenção do título de **Mestre em Engenharia Mecânica**.

Aprovado em 20 de setembro de 2022.

\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Mario Eduardo Santos Martins (UFSM) - Videoconferência**  
(Orientador)

\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Clayton Barcelos Zabeu (IMT) - Videoconferência**

\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Fernando Mariano Bayer (UFSM) - Videoconferência**

Santa Maria, RS  
2022

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a minha família por todo apoio recebido durante esse período de estudo, principalmente meus pais, Joselito e Sueli, que sempre me incentivaram a correr atrás dos meus sonhos e a minha namorada Lethicia que sempre esteve ao meu lado, me apoiando.

Agradeço a todos integrantes do Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões (GPMOT) que me acolheram durante o período do mestrado, onde tive o privilégio de conhecer pessoas incríveis. Agradeço ao orientador Mario Eduardo Santos Martins pelos diversos ensinamentos durante o período e a todos os demais professores e amigos que contribuíram de alguma forma para a conclusão dessa etapa em minha vida.

Agradeço também a FUNDEP pela concessão da bolsa de estudos, do programa Rota 2030, Linha V, e a Marelli Sistemas Automotivos Indústria e Comércio Brasil LTDA pelo apoio recebido.

## RESUMO

### EGR INTERNA PARA REDUÇÃO DO TRABALHO DE BOMBEAMENTO EM UM MOTOR IGNIÇÃO POR CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA

AUTOR: João Lucas Zaions  
ORIENTADOR: Mario Eduardo Santos Martins

O constante aumento do preço dos combustíveis derivados do petróleo no período de pandemia e a necessidade de redução de emissões de gases do efeito estufa demandam motores de combustão por ignição por centelha mais eficientes. Programas governamentais como o intitulado ROTA2030, visam apoiar o desenvolvimento tecnológico no setor automotivo, promovendo o uso de biocombustíveis, como o etanol, a fim de reduzir a dependência dos combustíveis fósseis e os níveis de emissões. A utilização de motores de combustão mais eficientes através da combinação de conceitos *downsizing*, injeção direta de combustível e com mecanismos que controlam independentemente os eventos do eixo de comando de válvulas, são alternativas para maximizar a eficiência dos motores de ignição por centelha, principalmente em cargas parciais, onde o método de controle de carga que, ao estrangular o escoamento de ar admitido para controle de potência do motor, resultando em elevadas perdas por bombeamento, justamente na maior parcela de operação de um veículo em ciclo urbano. Estratégias que permitem a retenção de maior fração de gases residuais na câmara de combustão contribui com a redução do trabalho de bombeamento em virtude da adição de gases inertes, no entanto, elevadas concentrações podem provocar instabilidade de combustão. No intuito de investigar os limites dessa diluição o presente trabalho visa investigar a influência da variação simétrica dos eventos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, provocando elevados cruzamentos de válvulas como estratégia de reter gases residuais no cilindro, para redução do trabalho de bombeamento do motor. Os resultados mostram ganhos na eficiência de conversão de energia para cargas parciais com elevado cruzamento de válvulas que por consequência, eleva os níveis de gases residuais presentes na câmara de combustão.

Palavras-chave: EGR; Etanol; *Downsizing*; Motores de combustão interna.

## ABSTRACT

### INTERNAL EGR TO REDUCE PUMPING WORK IN A DIRECT INJECTION SPARK IGNITION ENGINE

AUTHOR: João Lucas Zaions  
ADVISOR: Mario Eduardo Santos Martins

The constant increase in the price of petroleum-derived fuels during the pandemic period and the need to reduce greenhouse gas emissions demand more efficient spark-ignition combustion engines. Governmental programs such as the one entitled ROTA2030 aim to support technological development in the automotive sector, promoting the use of biofuels, such as ethanol, in order to reduce dependence on fossil fuels and emission levels. The use of more efficient combustion engines through the combination of downsizing concepts, direct fuel injection and mechanisms that independently control the events of the camshaft of valves, are alternatives to maximize the efficiency of spark ignition engines, mainly in partial loads, where the load control method throttles the air admitted for engine power control, resulting in high pumping losses, precisely in the largest portion of operation of a vehicle in an urban cycle. Strategies that allow the retention of a greater fraction of residual gases in the combustion chamber contribute to the reduction of pumping work due to the addition of inert gases, however, high concentrations can cause combustion instability. In this sense, the present work aims to investigate the influence of the symmetrical variation of the opening and closing events of the intake and exhaust valves, causing high overlap conditions as a strategy to retain residual gases in the cylinder, to reduce the pumping work of the engine. The results show gains in energy conversion efficiency at partial loads with high valve overlap, which consequently raises the levels of residual gases present in the combustion chamber.

Keywords: EGR; Ethanol; *Downsizing*; Internal Combustion Engines.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Funcionamento de um motor de ciclo a quatro tempos. ....	18
Figura 2 - Ilustração do trabalho indicado por ciclo em um diagrama p-V para motores de quatro tempos. ....	20
Figura 3 - Representação gráfica do perfil de abertura de válvulas. ....	26
Figura 4 - Fator de sobreposição de válvulas OF implementado no sistema AVL Puma.....	27
Figura 5 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia LIVC.....	30
Figura 6 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia EIVC.....	31
Figura 7 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia LIVO. ....	32
Figura 8 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia EIVO. ....	33
Figura 9 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia EEVC.....	34
Figura 10 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia LEVC.....	35
Figura 11 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia EEVO. ....	36
Figura 12 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia LEVO. ....	37
Figura 13 - Diagrama dos sistemas externos de recirculação dos gases de exaustão de baixa pressão (a), alta pressão (b) e sistema misto (c). ....	41
Figura 14 - Esquemático do aparato experimental. ....	45
Figura 15 - Aparato experimental utilizado para o trabalho.....	46
Figura 16 - Computadores utilizados na bancada dinamométrica.....	47
Figura 17 - Sistema de trocador de calor ar-água para controle da temperatura na admissão. ....	48
Figura 18 - Flange de torque HBM T40B comissionado na bancada dinamométrica. ....	49
Figura 19 - Medidor de vazão mássica Proline Promass A300 Coriolis comissionado na célula de testes.....	50
Figura 20 - Perfil dos comandos de válvulas, partindo de um cruzamento negativo de 8 graus, com a polia variadora de fase sem atuação, até seu limite de 82 graus de cruzamento positivo de válvulas. ....	52
Figura 21 - Mapa de consumo específico de combustível obtido na calibração base.....	54
Figura 22 - Mapa de Eficiência de conversão de combustível obtido na calibração base.....	55
Figura 23 - Cruzamento de válvulas utilizado para a calibração base.....	56
Figura 24 - Abertura da válvula de admissão utilizada para a calibração base. ....	57
Figura 25 - Fechamento da válvula de exaustão utilizado para a calibração base. ....	57
Figura 26 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono medido na calibração base. ....	58
Figura 27 - Emissões específicas indicadas de hidrocarbonetos não queimados medidos na calibração base.....	59
Figura 28 - Emissões específicas indicadas de óxidos de nitrogênio medidos na calibração base. ....	59
Figura 29 - Consumo de combustível e consumo específico de combustível no eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga. ....	61
Figura 30 - Pressão média efetiva indicada de bombeamento e eficiência de troca de gases em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.....	62
Figura 31 - Gás residual retido e razão de bombeamento em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.....	63
Figura 32 - Temperatura na exaustão e atraso de ignição em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.....	64
Figura 33 - Duração de combustão e IMEP CoV em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga. ....	64



Figura 34 - Eficiência de combustão e Eficiência de conversão de combustível em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga. ....	65
Figura 35 - Eficiência térmica e eficiência de eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga. ....	65
Figura 36 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e de óxidos de nitrogênio em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga. ....	66
Figura 37 - Consumo de combustível e consumo específico de combustível no eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga. ....	67
Figura 38 - Pressão média efetiva indicada de bombeamento e eficiência de troca de gases em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga. ....	68
Figura 39 - Gás residual retido e razão de bombeamento em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga. ....	68
Figura 40 - Temperatura na exaustão e atraso de ignição em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga. ....	69
Figura 41 - Duração de combustão e IMEP CoV em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga. ....	70
Figura 42 - Eficiência de combustão e Eficiência de conversão de combustível em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga. ....	71
Figura 43 - Eficiência térmica e eficiência mecânica em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga. ....	71
Figura 44 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e de óxidos de nitrogênio em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga. ....	72
Figura 45 - Consumo de combustível e consumo específico de combustível no eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga. ....	73
Figura 46 - Pressão média efetiva indicada de bombeamento e eficiência de troca de gases em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga. ....	74
Figura 47 - Gás residual retido e razão de bombeamento em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga. ....	75
Figura 48 - Temperatura na exaustão e atraso de ignição em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga. ....	75
Figura 49 - Duração de combustão e IMEP CoV em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga. ....	76
Figura 50 - Eficiência de combustão e eficiência de conversão de combustível em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga. ....	77
Figura 51 - Eficiência térmica e eficiência de eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga. ....	77
Figura 52 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e de óxidos de nitrogênio em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga. ....	78
Figura 53 – Mapa comparativo de consumo específico de combustível, entre o mapa base e o mapa obtido através da estratégia de calibração definida neste trabalho. ....	80
Figura 54 – Comparativo de eficiência de conversão de combustível entre o mapa base e o mapa obtido através da estratégia de calibração definida neste trabalho. ....	81
Figura 55 - Mapa de cruzamento de válvulas em condição ótima de calibração para a estratégia de definida. ....	82
Figura 56 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono em condição ótima de cruzamento de válvulas para a estratégia de calibração definida. ....	83

- Figura 57 - Emissões específicas indicadas de hidrocarbonetos não queimados em condição ótima de cruzamento de válvulas para a estratégia de calibração definida. .... 84
- Figura 58 - Emissões específicas indicadas de óxidos de nitrogênio em condição ótima de cruzamento de válvulas para a estratégia de calibração definida. .... 85

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 - Características do motor. ....	44
Tabela 2 - Incertezas de medições da célula de testes .....	50

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

$A_e$	Área da exaustão sob as curvas de levante de válvula
$A_i$	Área da admissão sob as curvas de levante de válvula
ATDCi	Após o ponto morto superior de admissão (do inglês, <i>After Top Dead Center Intake</i> )
ATDCf	Após o ponto morto superior de combustão (do inglês, <i>After Top Dead Center Firing</i> )
$CoV_{IMEP}$	Coefficiente da variação da pressão média efetiva indicada (do inglês, <i>coefficient of variation in indicated mean effective pressure</i> )
CA50	Ângulo de 50% da fração de massa queimada
CAD	Ângulo do virabrequim (do inglês, <i>Crank Angle degree</i> )
$D_e$	Diâmetro interno do assento de válvulas de exaustão
$D_i$	Diâmetro interno do assento de válvulas de admissão
$IMEP_{gross}$	Pressão média efetiva bruta (do inglês, <i>gross indicated mean effective pressure</i> )
$IMEP_{net}$	Pressão média efetiva líquida (do inglês, <i>net indicated mean effective pressure</i> )
$L_e$	Levante das válvulas de exaustão
$L_i$	Levante das válvulas de admissão
$m_{IVO}$	Massa retida no cilindro no evento de abertura da válvula de admissão
$m_r$	Massa de gás residual
$P_e$	Pressão na exaustão
$P_i$	Pressão na admissão
$Q_{HV}$	Poder calorífico inferior do combustível
$r_c$	Razão de compressão
$V_d$	Volume deslocado
BMEP	Pressão média efetiva de eixo (do inglês, <i>brake mean effective pressure</i> )
BSFC	Consumo específico de combustível no eixo
CI	Motores de ignição por compressão (do inglês, <i>Compression Ignition</i> )
CO	Monóxido de carbono
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
DI	Injeção direta de combustível (do inglês, <i>Direct Injection</i> )
e-EGR	Recirculação externa dos gases de exaustão
ECU	Unidade de controle (do inglês, <i>Engine Control Unit</i> )
EEVC	Fechamento antecipado da válvula de escape (do inglês, <i>early exhaust valve closing</i> )
EEVO	Abertura adiantada da válvula de escape (do inglês, <i>early exhaust valve opening</i> )
EGR	Recirculação dos gases de exaustão (do inglês, <i>Exhaust Gas Recirculation</i> )
EIVC	Fechamento antecipado da válvula de admissão (do inglês, <i>Early intake valve closing</i> )
EIVO	Abertura adiantada da válvula de admissão (do inglês, <i>early intake valve opening</i> )
EVC	Fechamento da válvula de exaustão
FMEP	Pressão média efetiva de atrito (do inglês, <i>friction mean effective pressure</i> )
HC	Hidrocarbonetos não queimados
HP EGR	Sistema de EGR de alta pressão (do inglês, <i>high pressure exhaust gas recirculation</i> )
i-EGR	Recirculação interna dos gases de exaustão

ICE	Motores de combustão interna (do inglês, <i>Internal Combustion Engines</i> )
IMEP	Pressão média efetiva (do inglês, <i>indicated mean effective pressure</i> )
IVO	Abertura da válvula de admissão
LEVC	Fechamento atrasado da válvula de escape (do inglês, <i>late exhaust valve closing</i> )
LEVO	Abertura atrasada da válvula de escape (do inglês, <i>late exhaust valve opening</i> )
LIVC	Fechamento atrasado da válvula de admissão (do inglês, <i>late intake valve closing</i> )
LIVO	Abertura atrasada da válvula de admissão (do inglês, <i>late intake valve open</i> )
LP EGR	Sistema de EGR de baixa pressão (do inglês, <i>low pressure exhaust gas recirculation</i> )
MBT	Máximo torque de eixo
MCE	Motor de combustão externa
MCI	Motor de combustão interna
N	Rotação do motor
NO <sub>x</sub>	Óxidos de nitrogênio
OF	Fator de sobreposição de válvulas
PFI	Injeção de combustível na porta (do inglês, <i>Port Fuel Injection</i> )
PMEP	Pressão média efetiva de bombeamento (do inglês, <i>pumping mean effective pressure</i> )
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
SI	Motores de ignição por centelha (do inglês, <i>Spark Ignition</i> )
Ti-VCT	Sistema de duplo comando de válvulas variável independente (do inglês, <i>Twin Independent Variable Camshaft Timing</i> )
VCR	Razão de compressão variável (do inglês, <i>Variable Compression Ratio</i> )
VCT	Comando de válvula variável (do inglês, <i>Variable Camshaft Timing – VCT</i> )
VVT	Comandos de válvulas variável (do inglês, <i>Variable Valve Timing – VVT</i> )
WOT	Máxima abertura do controlador de carga (do inglês, <i>Wide open throttle</i> )
$\Phi$	Razão de equivalência combustível/ar

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivos	16
1.1.1	Objetivo Geral	16
1.1.2	Objetivos Específicos	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	Motores térmicos	17
2.2	Parâmetros operacionais dos motores de combustão interna	19
2.3	Downsizing	28
2.4	Eventos de válvulas	29
2.5	Recirculação de gases queimados	39
2.6	Etanol combustível	42
3	METODOLOGIA	44
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	53
4.1	Calibração base	53
4.2	Análise de combustão	60
4.3	Calibração utilizando a variação simétrica dos comandos de válvulas	79
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	86
	REFERÊNCIAS	88

## 1 INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna (em inglês, Internal Combustion Engines – ICE), hoje a principal fonte de propulsão veicular da frota automotiva mundial, vêm sofrendo críticas sobre sua responsabilidade pela crise energética e poluição do ar que afligem o mundo. Entre os gases gerados pelo processo de combustão em um ICE, o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) merece maior atenção, em virtude de sua concentração contribuir fortemente para as mudanças climáticas e ao aquecimento global. Alternativas aos ICE, como a utilização de motores elétricos para redução de emissões se mostram eficazes, no entanto, uma análise completa de todo ciclo, desde a produção até o descarte de um veículo e seus sistemas pode indicar o contrário. (MALAQUIAS, 2019).

A utilização do etanol, um combustível alternativo e renovável, se mostra como um grande potencial para a redução de gases que promovem o efeito estufa. Entre os benefícios da utilização do etanol é possível citar que seu consumo não eleva significativamente as emissões de CO<sub>2</sub> na atmosfera, diante da razão do CO<sub>2</sub> gerado durante a queima de combustível ser contrabalanceado pelo que é removido do meio ambiente pelo processo de fotossíntese durante o cultivo de lavouras, para a produção do etanol a partir de biomassa (BORETTI, 2012).

Nas últimas décadas ainda, tecnologias avançadas como a injeção direta de combustível (em inglês, *Direct Injection – DI*), os turbocompressores, os comandos de válvula variáveis (em inglês, *Variable Camshaft Timing – VCT*), sistemas de recirculação de gases queimados de forma interna ou externa (em inglês, *internal exhaust gas recirculation – I-EGR e External exhaust gas recirculation – E-EGR*), sistemas de razão de compressão variável (em inglês, *Variable Compression Ratio – VCR*), dentre outras, contribuíram significativamente para a evolução dos motores de combustão interna. A combinação dessas tecnologias aliadas a utilização de motores com conceito *downsizing*, com baixo volume deslocado e elevada densidade de potência, e com a utilização de biocombustíveis, tem promovido a redução no consumo de combustível e em emissões (BONATESTA, 2016).

Uma grande desvantagem da utilização dos motores de ignição por centelha (em inglês, *Spark Ignition – SI*) é o trabalho consumido para admitir mistura fresca durante o ciclo de admissão e a expulsão dos gases queimados durante o ciclo de exaustão, essas perdas por bombeamento ocorrem em virtude da posição do controlador de carga, podem ser altas quando o controlador tende a fechar e são baixas com o controlador totalmente aberto (HONG, 2004). O controle da potência em motores SI é realizado pelo estrangulamento do escoamento de ar, onde a redução da massa de ar admitida acarreta a redução da quantidade de combustível, por

consequência, a quantidade de energia fornecida por ciclo de trabalho do motor é menor. (PALUSH, 2021).

O efeito de estrangulamento para controle de carga para motores SI, pode ser reduzido por meio da diluição do ar admitido, com a recirculação de gases da exaustão (em inglês, *Exhaust Gas Recirculation – EGR*). A adição de gás inerte substitui uma parcela da massa de ar no interior do cilindro, limitando o enchimento do cilindro com ar fresco, sendo necessária uma maior abertura do controlador de carga, reduzindo assim o trabalho de bombeamento. Através de diferentes estratégias de abertura e fechamento nos eventos válvulas é possível aprisionar frações de gases residuais do ciclo de combustão anterior, no entanto, deve-se tomar cuidado para manter níveis aceitáveis de EGR para manter a estabilidade de combustão (COGO, 2018)

O presente trabalho investiga o efeito da recirculação dos gases da exaustão por meio da variação dos eventos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão de forma simétrica através da utilização de um duplo sistema independente de variação do eixo de comando de válvulas, em um motor de combustão interna com tecnologia *downsizing*, injeção direta, operando com etanol como combustível, para a redução do trabalho de bombeamento. Dados gerais, parâmetros de combustão e emissões serão analisados a fim de avaliar a influência da EGR interna no trabalho de bombeamento, eficiência e emissões.

## **1.1 OBJETIVOS**

### **1.1.1 Objetivo Geral**

Investigar a recirculação interna dos gases da exaustão por meio da variação dos eventos de válvulas para redução do trabalho de bombeamento de um motor por ignição por centelha de injeção direta.

### **1.1.2 Objetivos Específicos**

- a. Definição de uma configuração experimental para realização dos testes experimentais
- b. Estudar os efeitos da variação dos tempos de válvula sobre a recirculação interna de gases da exaustão
- c. Avaliar o impacto da adição de gases residuais no trabalho de bombeamento
- d. Avaliar as emissões produzidas com a estratégia de calibração utilizada
- e. Analisar os dados obtidos e gerar um mapa de calibração para as melhores condições de eficiência de conversão de combustível



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 MOTORES TÉRMICOS

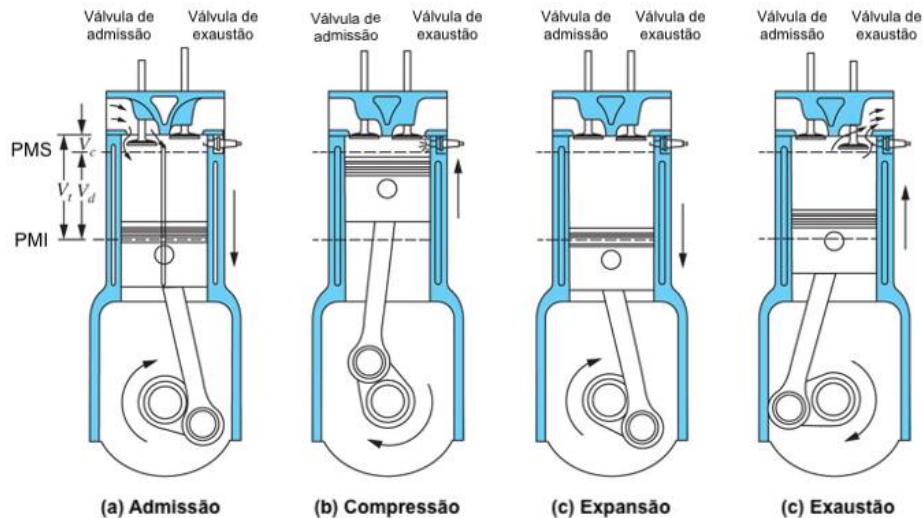
O motor é um dispositivo capaz de converter a energia química contida no combustível através do processo de combustão em energia mecânica (trabalho útil) pelo mecanismo de acionamento. Os motores térmicos podem ser classificados em motores de combustão externa (MCE), onde os produtos da combustão transferem calor para outro fluido que atua como fluido de trabalho e os motores de combustão interna (MCI), onde os produtos da combustão atuam diretamente como o fluido de trabalho. (MAURYA, 2019).

Os motores de combustão interna podem ser classificados quanto à sua forma de obter trabalho mecânico, dentre eles é possível citar: os motores rotativos gerando trabalho por um movimento de rotação, como exemplo turbinas a gás e motores Wankel, os motores de impulso, que fornecem trabalho pela força de reação dos gases expelidos em alta velocidade pelo motor como nos motores a jato e foguetes e os motores alternativos, onde o trabalho é obtido pelo movimento cíclico de um pistão, transformado em rotação por um sistema de biela-manivela

Os motores alternativos podem ser caracterizados quanto ao tipo de ignição, sendo divididos em dois tipos fundamentais, os motores de ignição por centelha, onde a mistura ar-combustível previamente dosada ou formada no interior do cilindro quando há injeção direta de combustível é inflamada por uma descarga elétrica provinda da bobina de ignição entre os eletrodos de uma vela. Os motores de ignição por compressão (em inglês, *Compression Ignition - CI*) comprimem somente o ar, de modo a elevar sua temperatura para que no momento que o pistão se aproxime do PMS, o combustível seja injetado ao cilindro, reagindo espontaneamente com a elevada temperatura, gerando uma autoignição da mistura ar-combustível. (BRUNETTI, 2012).

Ainda, os motores alternativos podem ser classificados quanto ao seu ciclo de operação. Os motores de ciclo dois tempos (2T) fornecem um curso de potência a cada revolução do virabrequim. A maioria dos motores alternativos opera no ciclo de quatro tempos (4T), onde cada cilindro necessita quatro deslocamentos completos do pistão, ou duas voltas do eixo virabrequim, para completar a sequência de eventos que forma um ciclo de potência. Tanto motores de ignição por centelha quanto motores de ignição por compressão operam nesse ciclo que é mostrado na Figura 1. (HEYWOOD, 2018).

Figura 1 - Funcionamento de um motor de ciclo a quatro tempos.



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

- (a) Curso de admissão: O ciclo se inicia com o pistão em ponto morto superior (PMS) se deslocando para a posição de ponto morto inferior (PMI) com a válvula de admissão aberta, desta forma, o movimento do pistão preenche o cilindro com a mistura ar-combustível, no caso de motores com injeção de combustível na porta (em inglês, *Port Fuel Injection – PFI*) ou apenas ar, em motores com injeção direta de combustível. Quando o pistão se aproxima da posição PMI, a válvula de admissão é fechada.
- (b) Curso de compressão: O movimento do pistão se deslocando de PMI a PMS comprime a mistura a uma pequena fração de seu volume inicial. A mistura pode compreender a razão ar-combustível ou somente ar, a depender do sistema de injeção de combustível do motor, no caso de motores DI, o combustível é injetado próximo ao PMS. Próximo ao fim do curso de compressão a combustão é iniciada pela centelha da vela e a pressão no cilindro aumenta rapidamente.
- (c) Curso de expansão: O curso de potência se inicia através do grande aumento na temperatura e pressão no interior do cilindro, empurrando o pistão para PMI, forçando o sistema biela-manivela girar produzindo assim o trabalho positivo do motor, trabalho esse, cinco vezes maior que o trabalho necessário durante o ciclo de compressão. À medida que a expansão dos gases desloca o pistão próximo ao PMI, a válvula de exaustão é aberta, expelindo os gases provenientes da combustão para o sistema de exaustão.
- (d) Curso de exaustão: Com a válvula de exaustão aberta, parte dos gases queimados saem do cilindro devido a elevada diferença de pressão entre o cilindro e a pressão na

exaustão. O movimento ascendente do pistão, de PMI a PMS, complementa a expulsão dos gases queimados que restaram no cilindro. Ao se aproximar de PMS a válvula de admissão abre e logo após a válvula de exaustão é fechada, recomeçando o ciclo. (HEYWOOD, 2018)

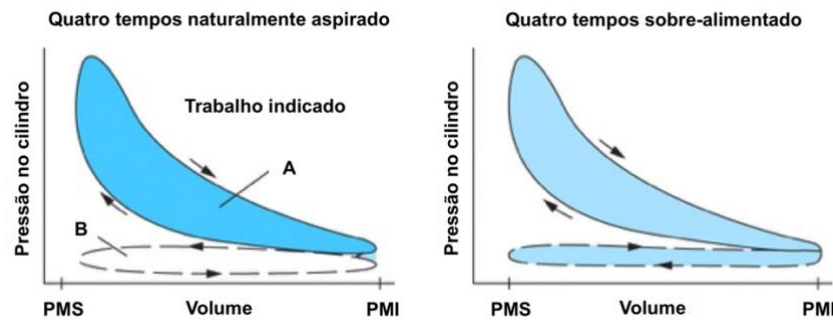
## **2.2 PARÂMETROS OPERACIONAIS DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

Nesse tópico serão abordados alguns parâmetros de operação de motores de combustão interna, dentre eles, os parâmetros obtidos através da indicação de pressão, a fim de fundamentar os parâmetros de combustão utilizados para a realização deste trabalho.

### **2.2.1 Trabalho indicado por ciclo**

O trabalho produzido no interior do cilindro do motor durante o ciclo de operação pode ser plotado em um diagrama p-V, através dos dados de pressão interna no cilindro e ao volume correspondente, a Figura 2 ilustra o trabalho indicado para um motor de ciclo de quatro tempos naturalmente aspirado e sobre-alimentado. As áreas em azul, para cada diagrama p-V mostram a definição comumente usada do trabalho indicado por ciclo para esses dois tipos de motores, onde é possível observar uma menor área em azul para os motores naturalmente aspirados, isso ocorre em função do trabalho de bombeamento, que é o trabalho dissipado para bombear gases de exaustão para fora e succionar carga fresca para o interior do cilindro. Quando a pressão do cilindro durante o curso de admissão for menor que a pressão durante o curso de exaustão, esse trabalho é negativo, no entanto, em motores sobrealimentados a transferência do trabalho de bombeamento dos gases para o cilindro pode ser positivo, em condições que a pressão de admissão supere a pressão dos gases de exaustão, dessa forma, quanto menor o valor de PMEP, mais alta será a IMEPnet.

Figura 2 - Ilustração do trabalho indicado por ciclo em um diagrama p-V para motores de quatro tempos.



Fonte: Adaptado de Heywood (2018).

O trabalho indicado por ciclo pode ser calculado através da integração ao longo da curva para obter a área fechada, conforme equação 1.

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (1)$$

O trabalho indicado por ciclo quando normalizado pelo volume deslocado do cilindro, define o conceito de pressão média efetiva indicada, um parâmetro de desempenho que possibilita a comparação entre motores de tamanhos diferentes (HEYWOOD, 2018). A pressão média efetiva indicada é definida por:

$$IMEP = \frac{W_{c,i}}{V_d} \quad (2)$$

A pressão média efetiva indicada pode ser obtida através da integral realizada no ciclo inteiro do diagrama p-V, sendo definida por pressão média efetiva líquida (em inglês, *net indicated mean effective pressure - IMEP<sub>net</sub>*) ou contabilizando somente o trabalho produzido durante o ciclo de compressão e expansão apenas, indicado na Figura 2 pela letra A, indicando a pressão média efetiva bruta (em inglês, *gross indicated mean effective pressure - IMEP<sub>gross</sub>*).

A pressão média efetiva de bombeamento (do inglês *pumping mean effective pressure - PMEP*) indicada no diagrama p-V na Figura 2 pela letra B pode ser obtida através da diferença entre o trabalho bruto e o trabalho líquido:

$$PMEP = IMEP_{gross} - IMEP_{net} \quad (3)$$

A pressão média efetiva de eixo (em inglês, *brake mean effective pressure* – BMEP) contabiliza o trabalho que é entregue ao eixo, podendo ser obtida através da relação entre a pressão média efetiva indicada, descontando a pressão média efetiva de bombeamento e de atrito ou pela seguinte equação 4:

$$BMEP = \frac{6,28 n_R T (Nm)}{V_d (dm^3)} \quad (4)$$

Onde,  $n_R$  é o numero de voltas da árvore de manivelas para um curso de potência, para um motor de quatro tempos se utiliza o valor 2, T é o torque e  $V_d$  o volume deslocado.

A pressão média efetiva de atrito (do inglês, *friction mean effective pressure* – FMEP) é dada pela diferença entre a pressão média efetiva indicada e a pressão média efetiva de eixo, conforme a equação 5:

$$FMEP = IMEP - BMEP \quad (5)$$

### 2.2.2 Trabalho de bombeamento

O trabalho de bombeamento pode ser definido pela área inferior do *loop* do diagrama PV mostrado anteriormente pela Figura 2, podendo ser calculado durante o ciclo de admissão e exaustão pela equação 6. O trabalho de bombeamento é considerado como uma perda em função do trabalho que o pistão realiza para expulsar gases queimados e succionar os gases frescos para o cilindro. Normalmente, em condições de carga parcial em motores de ignição por centelha, a perda de bombeamento aumenta devido a restrição na vazão de ar ocasionada pela borboleta (MAURYA, 2019).

$$W_{pump} = \frac{2\pi}{360} \left[ \int_{-360}^{180} \left( P(\theta) \frac{dV}{d\theta} \right) d\theta + \int_{180}^{360} \left( P(\theta) \frac{dV}{d\theta} \right) d\theta \right] \quad (6)$$

### 2.2.3 Variabilidade cíclica ( $CoV_{IMEP}$ )

A estabilidade de combustão, normalmente avaliada pelo coeficiente da variação da pressão média efetiva indicada (em inglês, *coefficient of variation in indicated mean effective pressure -  $CoV_{IMEP}$* ) está ligada diretamente à dirigibilidade: valores que excedem 2 a 5% degradam significativamente a dirigibilidade do veículo (HEYWOOD, 2018) afetando também o consumo de combustível e as emissões. O coeficiente de variação é obtido pela razão entre o desvio padrão da pressão média efetiva média indicada e a média dos valores de IMEP, no caso deste trabalho, 200 ciclos. O  $CoV_{IMEP}$  é expresso pela equação 7:

$$CoV_{IMEP}(\%) = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP_{Médio}} \times 100 \quad (7)$$

### 2.2.4 Atraso de ignição

O atraso de ignição (do inglês, *ignition delay*) definido como a diferença angular entre o tempo de descarga da centelha, comandado pela ECU e uma fração relevante de massa de combustível queimada (geralmente, 2, 5 ou 10%). Variações no tempo de atraso de ignição podem ser causadas pela variação da velocidade e da homogeneidade da mistura próxima a vela de ignição, sendo a principal causa das variações de ciclo a ciclo na pressão de cilindro.

### 2.2.5 Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível é uma métrica de comparação para a eficiência de conversão de energia química do combustível em trabalho produzido pelo motor (FERGUSON, 2016), sendo definido pela razão entre a vazão mássica de combustível e a potência gerada. Através da utilização da potência indicada ou potência no eixo é possível obter o consumo específico de combustível indicado ou de eixo, respectivamente.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f \left( \frac{g}{h} \right)}{P (kW)} \quad (8)$$

### 2.2.6 Eficiência de conversão de combustível

A eficiência de conversão de combustível, um valor parâmetro adimensional, é obtida através da razão entre o trabalho produzido por ciclo e a quantidade de energia química que pode ser liberada durante o processo de combustão nesse mesmo ciclo. A energia que pode ser liberada pelo combustível é dada pela massa de combustível fornecida ao motor por ciclo vezes o poder calorífico inferior do combustível. Alternativamente, a eficiência de conversão de combustível pode ser calculada em função do consumo específico de combustível e o poder calorífico do combustível:

$$\eta_f = \frac{3600}{sfc \left( \frac{g}{kWh} \right) Q_{HV} \left( \frac{MJ}{kg} \right)} \times 100 \quad (9)$$

Onde  $Q_{HV}$  é o poder calorífico inferior do combustível, parâmetro que define seu conteúdo de energia química. O poder calorífico de um combustível pode ser determinado em um procedimento padrão, onde determinada massa de combustível conhecida é queimada por completo, essa energia química liberada pelo processo de combustão é então absorvida por um calorímetro à medida que os produtos de combustão esfriem até sua temperatura original. (HEYWOOD, 2018).

### 2.2.7 Eficiência de combustão

Os gases de exaustão de um motor de combustão interna além de conter produtos da combustão completa como CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O, também possuem produtos de uma combustão incompleta, como por exemplo, o CO, H<sub>2</sub>, hidrocarbonetos e fuligem, a depender da condição de operação e da quantidade de oxigênio suficiente para completar a combustão. Como uma parcela da energia química presente no combustível – associada aos componentes não completamente oxidados - não é totalmente liberada no interior do cilindro durante a combustão, é útil definir uma eficiência de combustão. A eficiência de combustão pode ser estabelecida pela quantidade máxima de energia de combustível fornecida ao motor que é liberada pela combustão, (HEYWOOD, 2018). podendo ser obtida através da equação 10.

$$\eta_c = \frac{\sum \dot{m}_i Q_{HVi}}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (10)$$

Onde  $\dot{m}_i$  e  $Q_{HVi}$  são as vazões mássicas e o poder calorífico inferior das espécies químicas que compõem os produtos dos gases de exaustão.

### 2.2.8 Eficiência térmica

A eficiência térmica é uma medida de quão eficiente o motor pode converter a energia térmica em trabalho útil ao pistão. Dada pela razão entre o trabalho bruto indicado ( $IMEP_{gross}$ ) e o calor total liberado no cilindro ( $Q_{HR}MEP$ ). O calor liberado durante o processo de combustão pode ser calculado integrando a taxa de liberação de calor obtido através da medição de pressão do cilindro.

$$\eta_{tm} = \frac{IMEP_{gross}}{Q_{HR}MEP} \quad (11)$$

A equação da eficiência térmica pode ser rearranjada com base na eficiência indicada, na eficiência de combustão e a eficiência de troca de gases, dessa forma a equação é reduzida a:

$$\eta_{tm} = \frac{\eta_i}{\eta_c \cdot \eta_{ge}} \quad (12)$$

### 2.2.9 Eficiência de troca de gases

A eficiência do processo de trocas gasosas definido como a razão entre o trabalho líquido indicado e o trabalho bruto indicado demonstra o quão eficiente é o processo de troca de gases durante o curso de admissão e exaustão.

$$\eta_{ge} = \frac{IMEP_{net}}{IMEP_{gross}} \quad (13)$$



### 2.2.10 Eficiência mecânica

Diante das diferentes partes móveis que compõem um motor, uma fração de trabalho líquido produzido é necessário para superar as perdas mecânicas, o trabalho de atrito. Através da razão entre trabalho disponível no eixo do virabrequim, dado pela pressão média efetiva de eixo (BMEP) e a pressão média efetiva líquida ( $IMEP_{net}$ ), é possível medir todos os processos de atrito do motor através da eficiência mecânica, diante da equação 14:

$$\eta_m = \frac{BMEP}{IMEP_{net}} \quad (14)$$

### 2.2.11 Eficiência de eixo

A eficiência de eixo é definida como a razão entre o trabalho disponível no eixo do virabrequim e a energia total de combustível que é injetado ao cilindro e pode ser calculada pela equação 15. A eficiência de eixo considera as perdas químicas, de calor e de atrito. (MAURYA, 2019).

$$\eta_b = \eta_c \cdot \eta_{tm} \cdot \eta_{ge} \cdot \eta_m \quad (15)$$

### 2.2.12 Método para estimar gases residuais

Para estimar a quantidade de gases residuais no cilindro foi utilizado o modelo de Fox [1], no qual analisa a contribuição do refluxo dos gases da porta de exaustão para o cilindro, durante o período de sobreposição de válvulas, é analisada. O modelo relaciona a fração de gás residual a seis parâmetros independentes: rotação do motor ( $N$ ), pressão na admissão e exaustão ( $P_i$  e  $P_e$ ), fator de sobreposição de válvulas ( $OF$ ), razão de compressão ( $r_c$ ) e a razão de equivalência combustível/ar ( $\Phi$ ).

O parâmetro utilizado para caracterizar a vazão de gases durante o período de sobreposição de válvulas, o  $OF$  (do inglês, *overlap fator*) é definido por:

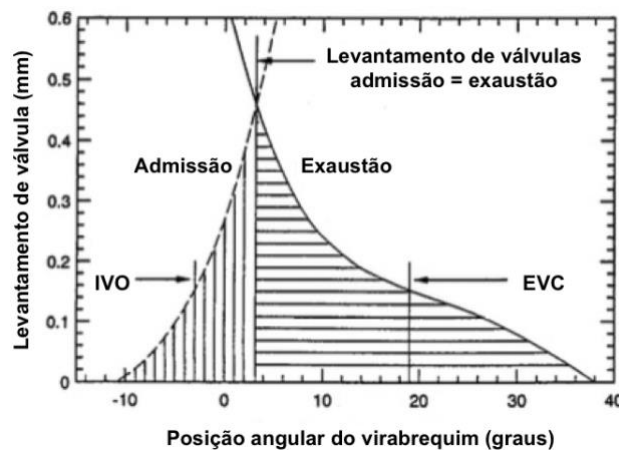
$$OF = \frac{(D_i A_i + D_e A_e)}{V_d} \quad (16)$$

Onde  $D_i$  e  $D_e$  são os diâmetros internos do assento de válvulas de admissão e exaustão, respectivamente,  $V_d$  é o volume deslocado,  $A_i$  e  $A_e$  são as áreas sob as curvas de levante de válvulas em função da posição angular do virabrequim, calculada por:

$$A_i = \int_{IVO}^{IV=EV} L_i d\theta \text{ e } A_e = \int_{IV=EV}^{EVC} L_e d\theta \quad (17)$$

Onde  $L_i$  e  $L_e$  são o levantamento das válvulas de admissão e exaustão, IVO denota o evento de abertura da válvula de admissão, EVC o ângulo de fechamento da válvula de exaustão, IV=EV é definido pelo momento em que abertura da válvula de admissão é igual a de exaustão. A Figura 3 representa o perfil de abertura das válvulas em função da posição angular do virabrequim, A região sombreada indica as áreas de  $A_i$  e  $A_e$ .

Figura 3 - Representação gráfica do perfil de abertura de válvulas.



Fonte: Adaptado de [Fox et al.,1993].

A massa de gás residual pode ser interpretada como a soma de duas contribuições, sendo a contribuição do refluxo dos gases queimados pela porta de exaustão e o gás aprisionado no cilindro instantes antes do início do período de sobreposição de válvulas.

$$m_r = \int_{IVO}^{EVC} \dot{m}_e dt + m_{IVO} \quad (18)$$

Onde a vazão mássica de gases queimados é representada por  $m_e$  é integrado ao longo do período de sobreposição de válvulas, definido pelo ângulo de abertura da válvula de admissão e fechamento da válvula de exaustão. A massa retida no cilindro no evento de abertura da válvula de admissão é dada por ( $m_{IVO}$ ). Após algumas consideração e contribuições de variáveis como a área de cortina das válvulas, a velocidade dos gases, a dependência da razão de equivalência e entre outros fatores, chega-se à equação final para estimar gases residuais:

$$x_r = 1.266 \frac{OF}{N} \left( \frac{P_i}{P_e} \right)^{-0.87} \sqrt{|P_e - P_i|} + 0.632 \Phi \frac{(P_i/P_e)^{-0.74}}{r_c} \quad (19)$$

O cálculo para estimar a fração de gás residual foi implementado no software AVL Puma a fim de definir melhores estratégias de posicionamento da fase dos comandos de admissão e exaustão em tempo real, otimizando o processo de calibração do motor, sem a dependência de dados pós processados para a definição do percentual de gás residual no cilindro. Para tal, foi necessário contornar algumas dificuldades, como a realização do calculo da integral definida previamente, para obtenção do fator  $OF$ , desse modo, a variável foi calculada para os eventos de abertura e fechamentos de válvulas, considerando o avanço máximo e mínimo de atuação do mecanismo de fase de comando e implementada no software por meio de uma tabela que exhibe o valor correspondente de  $OF$  em função das posições de  $IVO$  e  $IVC$ . A tabela do fator de sobreposição é exemplificada na Figura 4.

Figura 4 - Fator de sobreposição de válvulas  $OF$  implementado no sistema AVL Puma



### 2.3 DOWNSIZING

Motores de injeção direta turboalimentados de deslocamento volumétrico reduzido estão aplicados à maioria dos veículos de produção em série modernos, proporcionando eficiências maiores em decorrência da operação em regiões onde as perdas por bombeamento, por atrito e por transferência de calor são menores. Smith e Cheng, 2013, investigaram os mecanismos de perda associados a utilização de motores com tecnologia downsizing, através de simulações foi observado que a redução no deslocamento volumétrico de 100cc por cilindro, pode resultar na redução de 25% nas perdas relativas ao trabalho de bombeamento, 10% de redução nas perdas por atrito e reduzir 4% nas perdas por transferência de calor de um motor operando em carga parcial, demonstrando que a redução no volume deslocado se mostra como uma alternativa para aumentar a eficiência do motor, no entanto, comprometendo sua potência máxima.

A substituição de motores naturalmente aspirados por motores sobrealimentados de deslocamento volumétrico reduzido necessita do aumento na pressão média efetiva para obter um desempenho comparável, no entanto a pressão média efetiva pode ser limitada por fenômenos de pré-ignição indesejados. O fenômeno de pré ignição está sujeito a ocorrer principalmente em baixas rotações do motor e em elevas cargas: a rápida propagação de chama, causada por pré-ignição eleva rapidamente a pressão na câmara de combustão, causando uma combustão irregular e podendo ser danosa ao motor, devendo ser evitada a todo custo durante a operação normal do motor. (WILLAND, 2009)

Segundo Shimura, 2021 o enriquecimento de combustível e a fase de injeção tardia para controlar a tendência a detonação prejudicam a eficiência em alta carga, além do mais, elevados tempos de sobreposição de válvulas podem favorecer a um curto-circuito, resultando em maiores emissões de NOx. Através da estratégia de redução do tempo de sobreposição de válvulas e recirculação externa dos gases de exaustão foi possível observar a tendência de mitigação de detonação sem a necessidade de enriquecer a mistura, resultando na melhoria de 3% no consumo de combustível específico (em inglês, brake specific fuel consumption - BSFC) além erradicação de curto-circuito entre o sistema de admissão e exaustão.

Apesar das tecnologias atuais dos motores de combustão interna não atingirem futuras metas de consumo de combustível e emissões, a combinação de estratégia do uso de motores *downsizing* em conjunto com motores elétricos surge como uma solução em potencial. (Garcia et al., 2020) mostram a utilização de um motor com deslocamento volumétrico reduzido e sobrealimentado com razão de compressão variável (VCR) combinado com um trem de força

eletrificado, o sistema VCR permitiu melhorias no consumo de combustível de 3% em sistemas convencionais, chegando a 17% em trem de forças totalmente híbridos. (Nazari et al., 2019) investigaram a utilização de diferentes mecanismos híbridos combinados com motores *downsizing*. (Conway et al., 2020) estudaram simples mudanças em motores de combustão interna para aumentar sua eficiência térmica através de energia elétrica suplementar.

## 2.4 EVENTOS DE VÁLVULAS

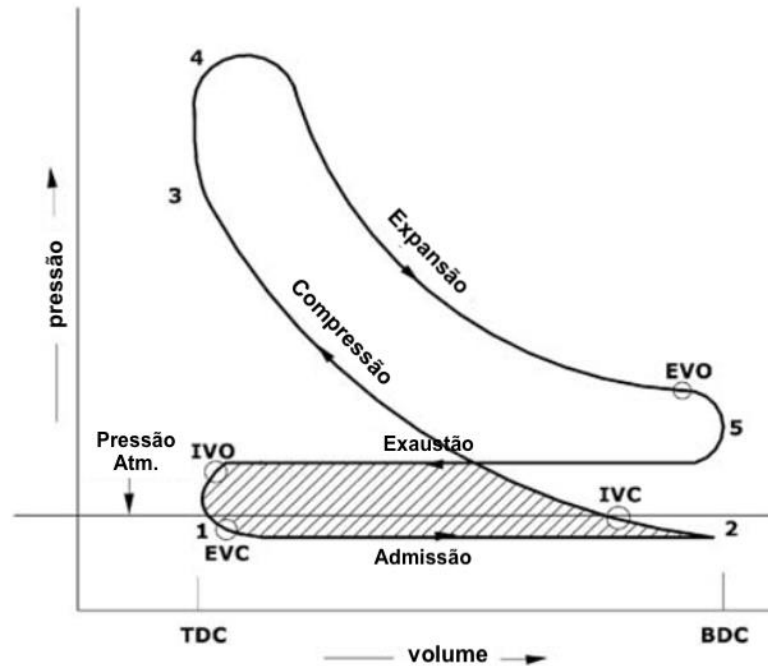
Um objetivo comum entre os fabricantes de motores a combustão interna é a busca por minimizar o consumo de combustível e emissões, principalmente em condições de carga parcial, em virtude da maior utilização nessa condição de operação por parte de veículos de passeio em zonas urbanas. Uma solução para atingir esses objetivos é o controle independente das válvulas de admissão e exaustão. Tecnologias de sistemas de comandos de válvulas variáveis produzem efeitos no processo de trocas gasosas, influenciando diretamente no desempenho do motor e nas propriedades de carga do cilindro, como nas perdas por bombeamento, na fração de gás residual, na eficiência volumétrica, entre outros (YUAN, 2018). Abaixo, algumas estratégias de eventos de válvulas são explicadas e ilustradas em diagrama de pressão-volume (PV), observe que as perdas de bombeamento foram exageradas para fins ilustrativos.

### 2.3.1 Fechamento atrasado da válvula de admissão (LIVC)

No sistema LIVC, (do inglês, *late intake valve closing*) o fechamento da válvula de admissão é atrasado para o final do curso de compressão. Em motores convencionais, durante o curso de admissão a válvula de admissão se abre, a carga é admitida na câmara de combustão, então ocorre o curso de compressão, a válvula de admissão se fecha e a carga é comprimida. Com utilização do LIVC, como observa-se na Figura 5, a válvula de admissão permanece aberta por mais tempo durante o curso de compressão, de modo que parte de carga admitida retorne ao coletor de admissão. A pressão da carga aprisionada é pouco maior que a pressão atmosférica. Durante o próximo curso de admissão, a carga retida é readmitida a uma pressão superior à da mistura ar-combustível. Isso significa que a pressão na admissão se desvia muito pouco da pressão atmosférica, assim, a área negativa, dada pelo trabalho de bombeamento é reduzida. Em outras palavras, o vácuo criado em um motor operando com LIVC durante a admissão da

mistura ar-combustível não é tão baixo, o que resulta em um menor trabalho necessário para completar o curso de admissão. (HONG, 2004)

Figura 5 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia LIVC.

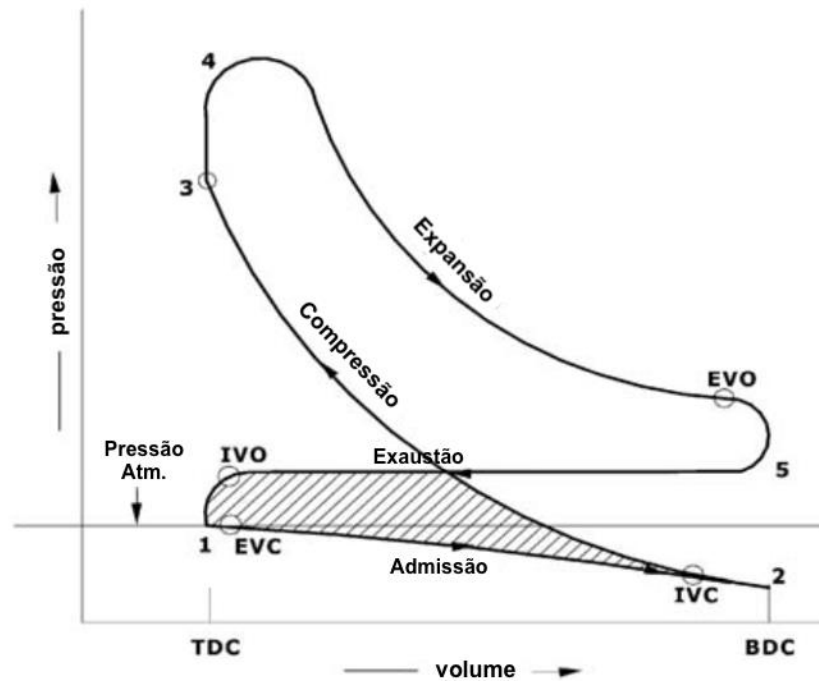


Fonte: Adaptado de HONG (2004).

### 2.3.2 Fechamento antecipado da válvula de admissão (EIVC)

O sistema EIVC (do inglês, *Early intake valve closing*) baseia-se no fechamento das válvulas de admissão de forma antecipada, assim que a mistura ar-combustível desejada é introduzida ao cilindro, dessa forma, durante a operação em baixas cargas e baixas velocidades, apenas a fração necessária da mistura ar-combustível é admitida. Em seguida, a válvula é fechada no curso de admissão restante e o cilindro é isolado. O curso de admissão parcial é resultado do fechamento antecipado da válvula de admissão, o qual reduz a quantidade de mistura ar-combustível admitido no cilindro. O trabalho (ou perdas por bombeamento) necessário para admitir essa quantidade limitada de mistura ar-combustível é menor em relação aos motores convencionais. (HONG, 2004) O diagrama PV podendo ser observado na Figura 6.

Figura 6 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia EIVC.



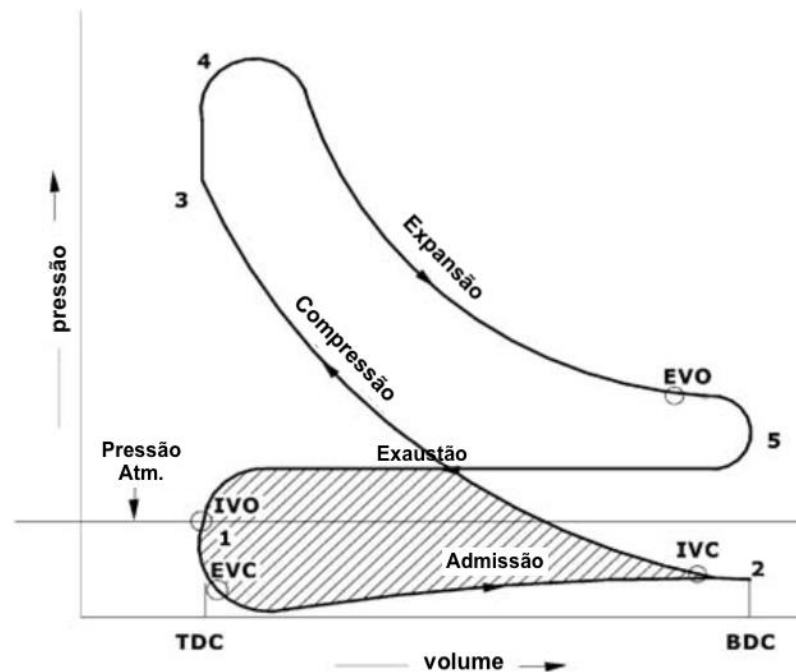
Fonte: Adaptado de HONG (2004).

### 2.3.3 Abertura atrasada da válvula de admissão (LIVO)

A abertura da válvula de admissão inicia o curso de admissão, normalmente, a abertura ocorre em torno de 10 graus antes do ponto morto superior. A abertura tardia da válvula de admissão tende a não causar nenhuma conexão de fluxo entre o cilindro e o coletor de admissão, a menos que haja um gradiente de pressão entre eles. Um atraso adicional na abertura da válvula de admissão causa uma redução na pressão do cilindro, abaixo da pressão do coletor de admissão. As perdas por bombeamento serão aumentadas devido à pressão do cilindro bastante reduzida durante a primeira parte do curso de admissão. Conforme mostra a Figura 7, a linha de sucção do diagrama PV é mais negativa quando comparada a um ciclo convencional, embora as perdas de bombeamento aumentem, não há um efeito prejudicial na eficiência volumétrica do motor, o evento atrasado de abertura da válvula de admissão durante o curso de admissão restante desloca em alta velocidade a mistura ar-combustível para o cilindro, gerando turbulência na mistura e auxiliando na homogeneização da carga. A estratégia de LIVO (do

inglês, *late intake valve open*) é considerada uma boa técnica para reduzir as emissões de hidrocarbonetos não-queimados. (HONG, 2004)

Figura 7 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia LIVO.



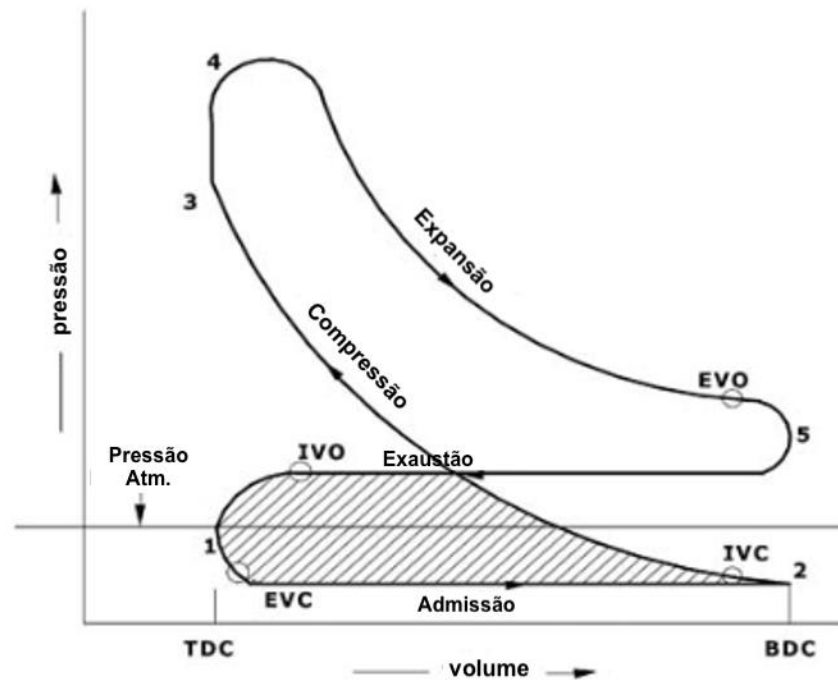
Fonte: Adaptado de HONG (2004).

### 2.3.4 Abertura adiantada da válvula de admissão (EIVO)

A abertura adiantada da válvula de admissão, antes do final do curso de exaustão, significa no aumento do período de cruzamento de válvulas, permitindo que parte dos gases queimados retornem para o coletor de admissão devido o gradiente de pressão inferior do sistema de admissão perante a pressão no cilindro. Esse retorno dos gases é usado para fazer a recirculação de gases queimados internamente, assim, os gases de exaustão são reciclados de volta ao cilindro a uma temperatura mais baixa, ocasionando a redução na formação de NOx. Como consequência da maior quantidade de gases de exaustão que são re-cicladados para a admissão com o sistema EIVO (do inglês, *early intake valve opening*), uma quantidade menor de gases queimados é expulsa durante o curso de exaustão, levando a redução nas perdas de bombeamento, conforme mostrado no diagrama PV da Figura 8. (HONG, 2004)



Figura 8 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia EIVO.

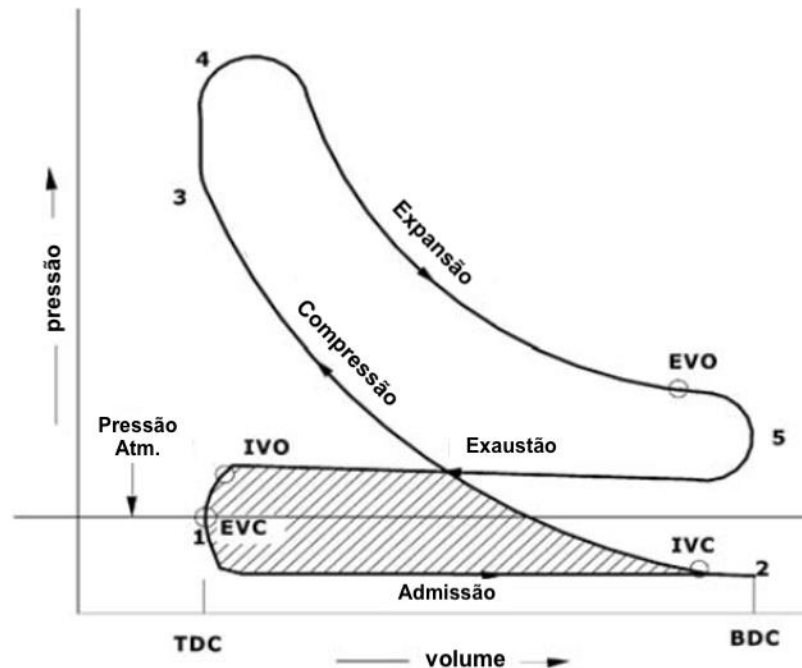


Fonte: Adaptado de HONG (2004).

### 2.3.5 Fechamento antecipado da válvula de escape (EEVC)

Usualmente o fechamento da válvula de exaustão ocorre em torno de 10 graus após o ponto morto e caracteriza o fim do curso de exaustão, bem como o fim do período de cruzamento de válvulas. O fechamento da válvula de exaustão após o ponto morto superior permite o refluxo dos gases queimados presentes no coletor de escape de volta ao cilindro, no entanto, o sistema de fechamento antecipado das válvulas de exaustão pode impedir a ocorrência de cruzamento de válvulas de forma total ou parcial. A utilização do sistema EEVC (do inglês, *early exhaust valve closing*) também pode ser utilizado para prender os gases queimados dentro do cilindro para posteriormente ser misturado com a razão ar-combustível do próximo ciclo a fim de reduzir as perdas por bombeamento. O diagrama PV da Figura 9 exemplifica o EEVC. (HONG, 2004)

Figura 9 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia EEVC.

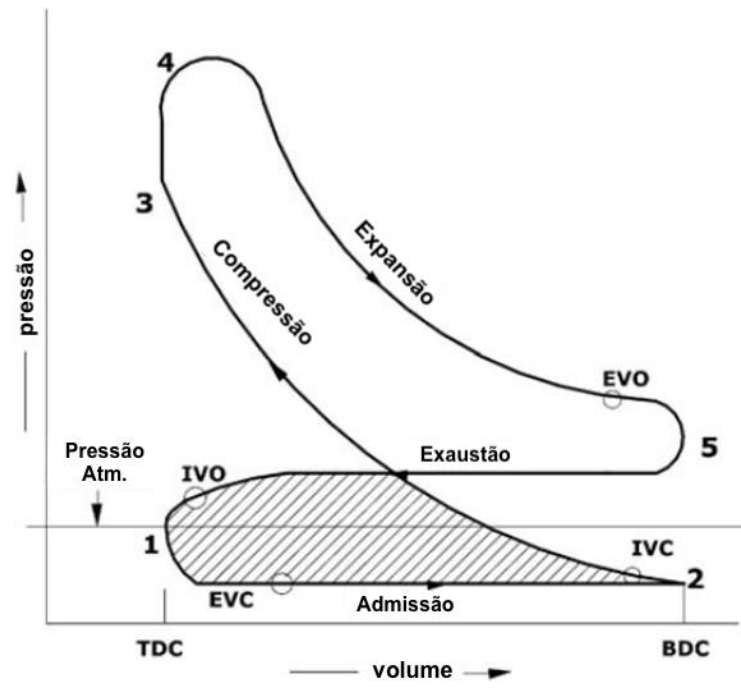


Fonte: Adaptado de HONG (2004).

### 2.3.6 Fechamento atrasado da válvula de escape (LEVC)

Para a estratégia de fechamento da válvula de escape atrasado o período de cruzamento de válvulas aumenta quando comparado a motores tradicionais. Durante o curso de admissão alguns gases queimados do coletor de escape retornam ao coletor de admissão, o que reduz a quantidade de mistura ar-combustível, reduzindo assim a eficiência volumétrica. Também reduz as perdas por bombeamento durante a admissão da nova carga fresca porque a pressão no coletor de admissão é alta, como mostrado da Figura 10. Em elevadas rotações o maior cruzamento de válvulas é benéfico para a eliminação de gás residual, proporcionando o aumento de potência ao motor. No entanto, elevados níveis de LEVC (do inglês, *late exhaust valve closing*) proporciona maior cruzamento de válvulas, que é prejudicial para a qualidade da marcha lenta devido a elevada quantidade de gases residuais queimados voltando para o sistema de admissão, nesse sentido, é necessário reduzir o cruzamento de válvulas, o que resulta em um aumento do torque em marcha lenta. (HONG, 2004)

Figura 10 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia LEVC.

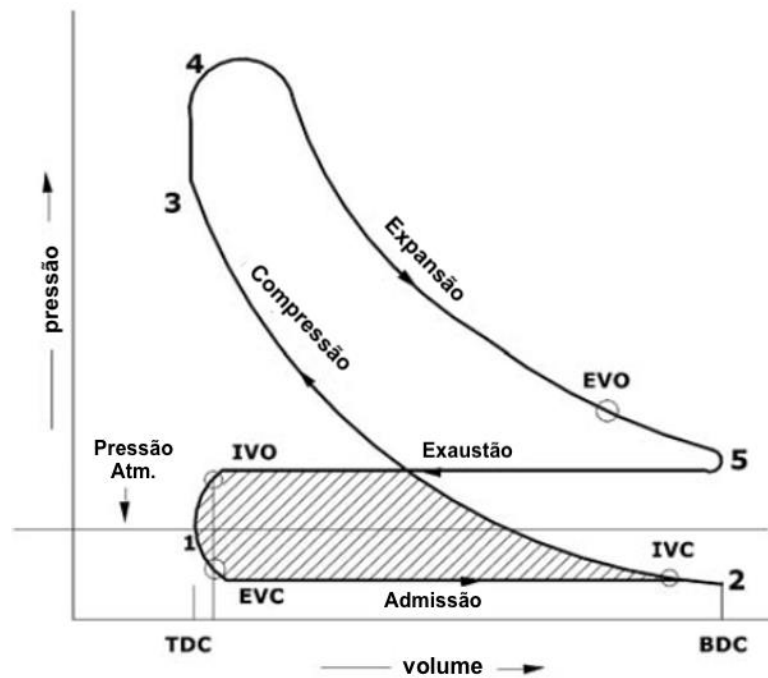


Fonte: Adaptado de HONG (2004).

### 2.3.7 Abertura adiantada da válvula de escape (EEVO)

A abertura adiantada da válvula de escape ocorre quando as válvulas de exaustão abrem bem antes do final do curso de expansão. A estratégia de EEVO (do inglês, *early exhaust valve opening*) proporciona uma melhor eliminação dos gases queimados ao custo de redução de potência do motor, em função da redução do trabalho de expansão. A abertura adiantada da válvula de exaustão pode contribuir com a redução no trabalho de bombeamento em função da diminuição da massa dos gases queimados durante o curso de exaustão - essa redução de massa exigiria menor trabalho para expulsá-los. No entanto, para a maioria das condições de operação de um motor, a abertura precoce da válvula de escape é prejudicial. (HONG, 2004)

Figura 11 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia EEVO.

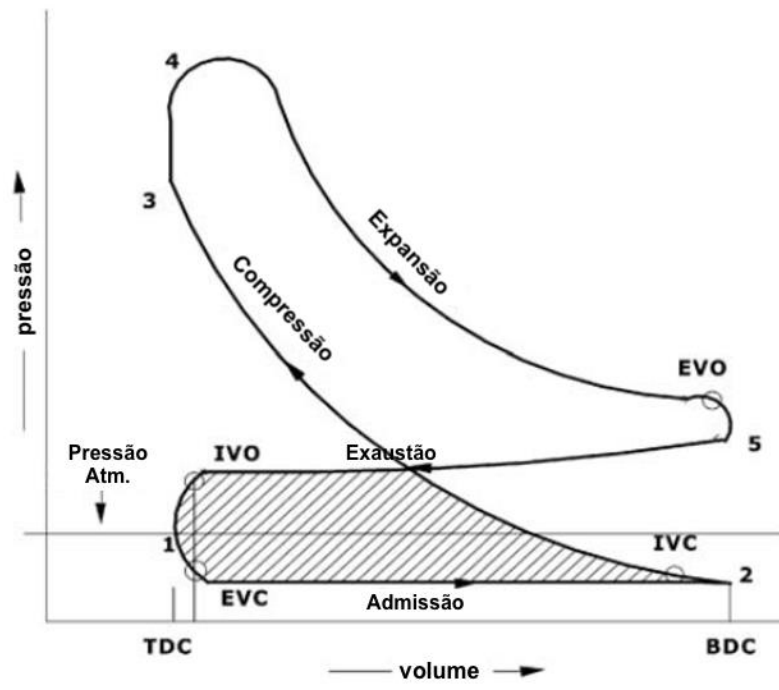


Fonte: Adaptado de HONG (2004).

### 2.3.8 Abertura atrasada da válvula de escape (LEVO)

A estratégia de abertura atrasada da válvula de escape provoca redução na potência, em decorrência da grande parte do trabalho obtido durante o curso de expansão ser consumido para expulsar os gases queimados do cilindro do motor, resultando em uma maior perda de bombeamento, como pode ser observado no diagrama PV, na Figura 12. (HONG, 2004)

Figura 12 - Diagrama PV de um motor operando com estratégia LEVO.



Fonte: Adaptado de HONG (2004).

### 2.3.8 Cruzamento de válvulas negativo (NVO)

A combinação entre o fechamento antecipado da válvula de escape, antes do ponto morto superior e a abertura atrasada da válvula de admissão, pós o ponto morto superior, são responsáveis pela formação do cruzamento negativo de válvulas (em inglês, *Negative Valve Overlap – NVO*), estratégia de calibração que possibilita a retenção de gases residuais quentes. O fechamento antecipado da válvula de escape aprisiona resíduos da combustão dentro do cilindro, que são ainda mais re-comprimidos enquanto o pistão se movimenta ao ponto morto superior, até o instante de abertura tardia da válvula de admissão, durante essa fase os gases aprisionados no cilindro atuam como uma mola, devolvendo uma parcela do trabalho de compressão durante a fase de expansão posterior. (LANZANOVA, 2017)

A utilização de estratégias de NVO, por re-comprimir os resíduos da combustão, aumenta a temperatura no cilindro durante o curso de admissão, exigindo uma pressão maior no sistema de admissão para succionar ar fresco, resultando na redução no trabalho de bombeamento, fato esse que pode ser amplificado, à medida do aumento do período de NVO, que proporciona o aumento de gás residual que é retido no cilindro. (LANZANOVA et al., 2019)

Ainda, estratégias de utilização de cruzamento de válvulas negativos tem sido amplamente estudado para controlar a fase de combustão, onde diversos estudos investigam os efeitos térmicos e químicos dos efeitos de NVO na autoignição da mistura ar-combustível, sendo muito utilizado em modos de combustão CAI, HCCI e SACI. O aprisionamento e a recompressão de gases residuais internos permitem um melhor controle da temperatura e da reatividade da carga no cilindro quando a injeção de combustível ocorre durante o evento de cruzamento negativo de válvulas. (RODRIGUEZ et al., 2018)

### **2.3.9 Cruzamento de válvulas positivo (PVO)**

A utilização da estratégia de cruzamento de válvulas positivo (em inglês, *Positive Valve Overlap – PVO*) tem sido amplamente utilizado pela indústria automotiva em motores que possuem apenas variação de fase de comandos. A utilização de PVO possibilita a diluição da carga por três diferentes métodos: Abertura adiantada da válvula de admissão (EIVO), antes do final do curso de exaustão, por meio do fechamento atrasado da válvula de escape (LEVC) ou pela combinação das duas estratégias, EIVO e LEVC, podendo ser obtido através da combinação simétrica ou assimétrica de posicionamento dos eventos de válvulas.

O uso de EIVO para obter um cruzamento de válvulas positivo, permite que o gás queimado ainda presente no cilindro seja deslocado para as portas de admissão em virtude da maior pressão no cilindro. De outro modo, a utilização de LEVC proporciona o aumento de gases residuais em virtude da maior pressão no sistema de exaustão perante ao cilindro, succionando os gases de escape de volta durante o ciclo de admissão. Na estratégia combinada entre EIVO e LEVC o gás queimado aprisionado é obtido tanto pelo refluxo dos gases de exaustão quanto pela re-inalação dos gases de escape através das portas de exaustão. No entanto, o aumento da fração de gases residuais na câmara de combustão não se dá apenas pelo aumento do período de PVO, seja por meio das estratégias a cima, mas também pela diferença de pressão entre o cilindro e o sistema de admissão ou exaustão, que necessita de um estrangulamento parcial na admissão para tornar esse método eficaz. (LANZANOVA, 2017)

Estratégias de uso PVO tem grande potencial para melhorar o desempenho de motores em diversas cargas, como por exemplo, através da adição de gases residuais de forma ideal, para determinadas condições, melhorando a eficiência devido à fase de combustão ideal, com

menor perda de trabalho de bombeamento, bem como redução nas perdas por transferência de calor e um melhor desempenho na economia de combustível. (XIE et al., 2013)

Em motores sobre alimentados o cruzamento de válvulas positivo pode contribuir com uma melhor lavagem de cilindro, expelindo gases residuais da câmara de combustão e proporcionando mistura fresca. A lavagem de cilindro pode ser determinada pelo período de duração de PVO, pela área efetiva de fluxo disponível e sua influencia na câmara de combustão, e pelo gradiente de pressão entre o sistema de admissão e exaustão durante o período de sobreposição de válvulas. De tal forma, é possível um aumento na eficiência volumétrica do motor, uma vez que o gás residual liberado da câmara de combustão permite um volume maior de carga fresca para preencher o cilindro, além do mais, o maior fluxo de massa de ar move o ponto de operação do compressor para longe do limite de *surge*, para um ponto de melhor eficiência. (WOLANY et al., 2016)

## 2.5 RECIRCULAÇÃO DE GASES QUEIMADOS

Diante da implementação da injeção direta de combustível em motores de ciclo Diesel na década de 1990, a recirculação de gases de escape (EGR) tem sido utilizada para reduzir a formação de óxidos de nitrogênio (Flaig et al, 2010). No entanto, a adoção de sistemas EGR em motores a gasolina para veículos de produção em série foi rara até o surgimento dos motores downsizing com injeção direta de combustível, o qual renovou o interesse na utilização de gases residuais por parte dos pesquisadores, não somente para suprimir as emissões de NOx, mas também para amplificar a eficiência dos motores.

Os benefícios associados á utilização de EGR podem ser observados tanto em baixas quanto em altas cargas de um motor. Em baixas cargas, pela adição de gases inertes provenientes da combustão de ciclo anteriores, que provoca um desestrangulamento do motor em virtude da necessidade da abertura do controlador de carga para atingir uma carga equivalente sem a adição de EGR. Em altas cargas, o EGR pode contribuir com a redução da tendência a detonação em virtude da redução das temperaturas e pressões de combustão, permitindo assim a operação do motor com razões ar-combustíveis estequiométricas e em condição de máximo torque de eixo (do inglês, *Maximum Brake Torque – MBT*) para o avanço de ignição.

A operação com a recirculação de gases residuais queimados varia quanto ao seu tipo, em função da arquitetura do projeto do sistema de *powertrain*, normalmente, a recirculação de gases queimados pode ser obtida através da recirculação interna por meio de estratégias de abertura e fechamento dos eventos de válvulas que favorecem o aprisionamento de gases residuais de ciclos anteriores ou de forma externa, por meio de sistemas com válvulas que introduzem gases da exaustão no sistema de admissão do motor, variando em função do local de origem dos gases de exaustão (pré ou pós turbina) e o local em que é introduzido ao sistema de admissão (pré ou pós compressor).

Malaquias et al., 2020 investigaram o uso de EGR interno em um motor monocilíndrico de pesquisas, por meio de uma varredura nos eixos de comando de válvulas. Foi observado que a estratégia mais eficaz foi a abertura adiantada das válvulas de admissão mostrando ganhos na eficiência de conversão de combustível, redução de cerca de 20% nas perdas por bombeamento e redução nas emissões de NOx devido à redução da temperatura na câmara de combustão.

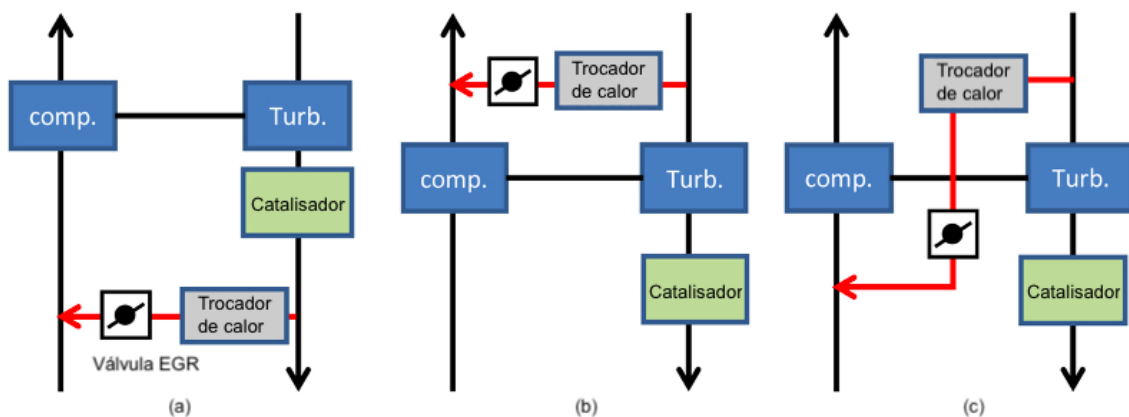
Utilizando estratégias de sobreposição de válvulas negativa para reter frações de gases residuais em um motor de pesquisas monocilíndrico, de injeção direta de etanol com elevados teores de hidratação com trem de válvulas totalmente variável por meio de mecanismos eletro-hidráulicos, LanzaNova et al., 2019) estudaram a influência de gases residuais na eficiência e estabilidade de combustão. O aumento do período de sobreposição de válvulas negativo proporcionou uma operação estável com razão ar-combustível estequiométrica com elevados níveis de fração de gás residual, no entanto, o aumento no teor de água no etanol reduziu a tolerância a diluição de gases residuais, devido a redução de temperatura que alongou a iniciação de chama e a fase de combustão. Observaram-se resultados positivos na eficiência indicada em função da redução nas perdas por bombeamento e menor temperatura de combustão.

A recirculação de gases da exaustão de forma externa pode ser realizada basicamente de três formas, através do método de LP EGR (do inglês, *low pressure exhaust gas recirculation*), quando os gases provenientes do sistema de exaustão são extraídos após a turbina e inseridos no sistema de admissão, antes do compressor. Do método de HP EGR (do inglês, *high pressure exhaust gas recirculation*) quando os gases de exaustão são extraídos antes da entrada da turbina e introduzidos após o compressor, formando um sistema de EGR de alta pressão (Takaki, 2014), e ainda pelo método de EGR pode ser misto entre os modos LP e HP, recirculando os gases de exaustão antes da turbina e o introduzindo antes do compressor. O esquemático dos três sistemas de recirculação de gases residuais de forma externa é mostrado na



Figura 13.

*Figura 13 - Diagrama dos sistemas externos de recirculação dos gases de exaustão de baixa pressão (a), alta pressão (b) e sistema misto (c).*



Fonte: Adaptado de TAKAKI (2014).

Não há muita diferença entre a utilização dos sistemas de HP e LP EGR quando utilizados para redução do trabalho de bombeamento. Shen et al., 2018 realizaram estudos experimentais em um motor sobre alimentado com sistemas de recirculação de gases residuais HP e LP, para cargas parciais, e observaram que o sistema LP EGR apresentou menor consumo de combustível perante o sistema HP, para mesma taxa de EGR. Em virtude dos gases de escapamento passarem através da turbina e do trocador de calor, a temperatura do gás queimado que é recirculado para o sistema de admissão é menor no sistema LP EGR, por consequência, a temperatura de combustão se reduz, reduzindo as perdas por transferência de calor.

Zhao et al., 2021 estudaram o desempenho e o potencial de economia de combustível com a elevação da razão de compressão em um motor turbo alimentado, com a utilização de EGR externo de baixa pressão para suprimir a detonação. Ao aumentar a razão de compressão de 9,7:1 para valores de 12,5:1 e 14:1 foi observada uma redução de torque de aproximadamente 7,6% e 21,9% respectivamente, devido à quantidade de EGR adotada para evitar detonação, reduzindo assim sua eficiência volumétrica. No entanto, o consumo de combustível foi significativamente reduzido em virtude de uma melhoria na eficiência de combustão e menores

perdas por calor. Zhao ainda sugere que a melhoria da eficiência do motor ao custo de performance pode ser compensada com a combinação de motores elétricos, dado que os motores utilizados em veículos híbridos trabalham em faixas de operação eficientes.

## 2.6 ETANOL COMBUSTÍVEL

Nas últimas décadas, diante do interesse em se reduzir as emissões de gases de efeito estufa que contribuem para o aquecimento global, pesquisas sobre a utilização de combustíveis alternativos para uso em motores de combustão interna, se intensificaram. A fim de evitar a dependência dos combustíveis fósseis a utilização de biocombustíveis como o etanol surgem como um potencial substituto para auxiliar na redução da poluição ambiental e nas emissões dos gases de efeito estufa. (Kim, et al., 2020). O etanol apresenta diversas vantagens por ser derivado de fontes renováveis de energia, como resíduos de biomassa, milho, soja e etc. Devido seu maior valor de octanagem, quando comparado à gasolina, o etanol possui uma maior resistência a detonação o que permite a operação com elevadas razões de compressão (Deng, et al., 2018).

Outras qualidades do etanol, como o calor latente de vaporização 2,4 vezes maior que o da gasolina e sua maior velocidade de chama laminar, quando combinadas com a utilização de injeção direta de combustível, torna-o uma ótima opção para aumentar a eficiência e diminuir as emissões de NOx. Também, o efeito de resfriamento de carga produzido pela utilização do etanol permite a utilização de maiores razões de compressão (Baeta et al., 2015).

A utilização de injeção direta de combustível e motores com tecnologia downsizing vão ao encontro do melhoramento de eficiência dos motores a gasolina, no entanto, não há dúvidas que a utilização de etanol puro deve seguir a mesma tendência, o resfriamento de carga com a injeção direta de etanol, aliado com a alta octanagem, já se provou altamente eficaz na supressão de detonação. A otimização de motores para funcionamento com etanol puro, aproveitando ao máximo seu número de octanas e o maior calor de vaporização visa entregar um nível de desempenho que excede a eficiência dos motores a gasolina (Boretta et al., 2012).

As especificações do etanol brasileiro, obtido comercialmente em postos de combustível podem ser observadas na Tabela 1. O etanol brasileiro, composto de uma mistura de 95% de álcool e 5% de água em seu volume é denominado como etanol hidratado.

*Tabela 1 – Especificações do etanol hidratado.*

<b>Propriedades</b>	<b>Etanol hidratado</b>
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	808,7
MON	91,8
RON	>100
Carbono (%) m/m	50,7
Hidrogênio (%) m/m	13,0
Oxigênio (%) m/m	36,3
Combustível equivalente	C H <sub>3</sub> O <sub>0,53</sub>
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	24,76

Fonte: Adaptado de De Melo et al., (2011).

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 APARATO EXPERIMENTAL

Os experimentos foram realizados no Laboratório de Motores de Combustão Interna, localizado na Universidade Federal de Santa Maria. Um motor Ford Ecoboost de 3 cilindros, aproximadamente 1.0 litro de deslocamento volumétrico, com injeção direta de combustível, equipado com turbocompressor e duplo comando de válvulas no cabeçote, com sistema Ti-VCT (do inglês, *Twin Independent Variable Camshaft Timing*), foi utilizado para os testes. As características do motor são apresentadas na Tabela 2 - Características do motor.

*Tabela 2 - Características do motor.*

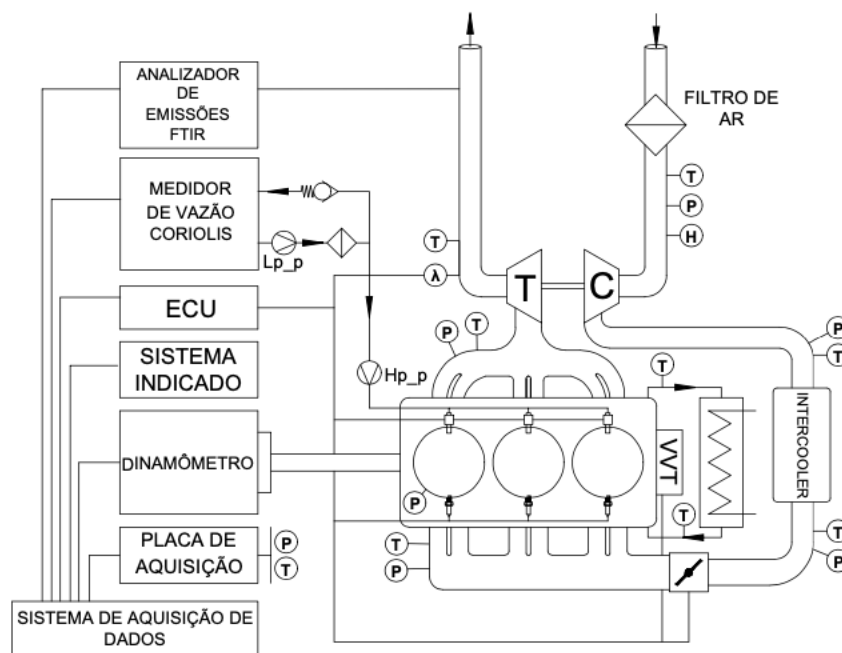
<b>Parâmetro</b>	<b>Descrição</b>
Número de cilindros	3
Volume deslocado	999 cm <sup>3</sup>
Curso do virabrequim	82,0 mm
Diâmetro do pistão	71,9 mm
Distância entre centros da biela	137,0 mm
Razão de compressão	10:1
Número de válvulas por cilindro	4
Abertura da válvula de exaustão	48° BBDC @ 0,5mm de levante de válvula
Fechamento da válvula de exaustão	0° ATDC @ 0,5mm de levante de válvula
Abertura da válvula de admissão	9° BTDC @ 0,5mm de levante de válvula
Fechamento da válvula de admissão	57° ABDC @ 0,5mm de levante de válvula
Sistema de injeção	Injeção direta de alta pressão
Tipo de câmara de combustão	Pent-roof

Fonte: Autor.

O gerenciamento dos parâmetros de operação do motor, como o ângulo de ignição, razão ar-combustível, ângulo de injeção, pressão de combustível, controle da pressão do turbocompressor, fase dos comandos de admissão e exaustão de forma independente, são controlados por uma ECU (do inglês, *Engine Control Unit*) programável, modelo MS6.3 da marca Bosch, que também é responsável pelo condicionamento do sinal da sonda lambda banda larga Bosch LSU 4.9 que efetua a leitura da razão ar-combustível. O motor foi instrumentado com termopares do tipo K para medição de temperaturas de líquido de arrefecimento, do óleo, dos gases de escapamento antes e após a turbina, da temperatura da admissão na porta, das

temperaturas do ar antes e após o trocador de calor ar-água. Transdutores de pressão MPX5700AP adquirem o sinal de pressão na admissão antes e pós o trocador de calor ar-água e na exaustão, antes e após a turbina. A pressão atmosférica, a temperatura e a umidade na célula de é realizada por uma unidade HMT330 da VAISALA. A Figura 14 mostra o esquemático do aparato experimental utilizado para a realização deste trabalho.

Figura 14 - Esquemático do aparato experimental.



O sistema de indicação de pressão se dá por meio de um transdutor piezoelétrico AVL GH14D, em conjunto com um *encoder* incremental de 3600 pulsos para referenciamento da posição angular do virabrequim e o sistema AVL IndiMicro 602. O monitoramento dos dados em tempo real é realizado por meio do *software* AVL Indicom. O controle de carga e rotação foram aplicados por meio de um dinamômetro AVL DynoPerform 240. A medição de torque é realizada por meio de um flange de torque HBM T40B. Um medidor de vazão Proline Promass A 300 Coriolis foi utilizado para a medição do consumo de combustível. Os dados de emissões são obtidos através do analisador de gases AVL Sesam i60 FTIR. Todos sensores e atuadores da célula de testes são ligados ao sistema AVL PUMA, seja pelo uso das placas de aquisição FEMs, via rede can ou rede ethernet, realizando todo controle e aquisição de dados do sistema.

*Figura 15 - Aparato experimental utilizado para o trabalho.*



Os computadores responsáveis pelo sistema de monitoramento, controle e aquisição de dados da bancada dinamométrica, como descrito anteriormente, podem ser visualizados na Figura 16, onde da esquerda para direita temos os monitores do sistema de calibração da ECU, com o software Racecon, ao lado o monitor dos dados de indicação de pressão com o software IndiCom e os demais monitores com a plataforma Puma Open que realiza a integração de todos equipamentos da célula de testes.

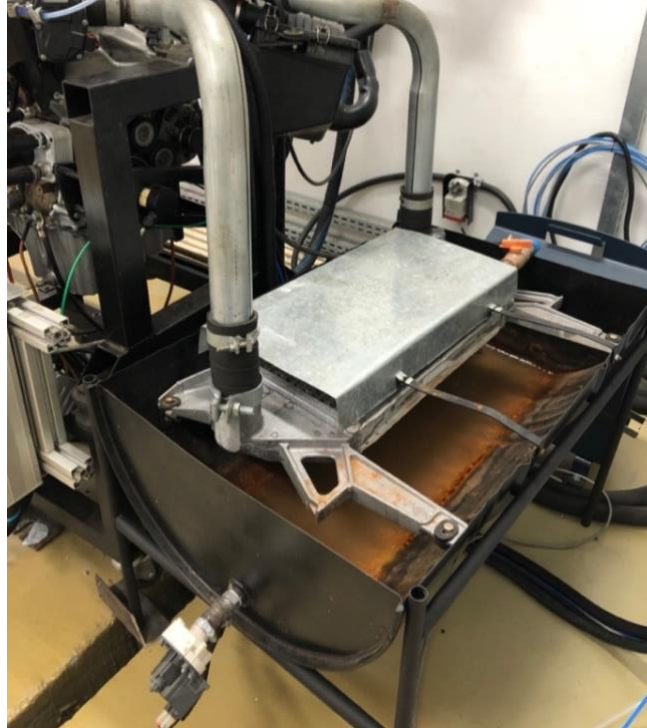
Figura 16 - Computadores utilizados na bancada dinamométrica.



### 3.2 MODIFICAÇÕES NA CONFIGURAÇÃO DA CÉLULA DE TESTES

Durante testes preliminares notou-se o aumento da temperatura do ar no sistema de admissão do motor, principalmente em médias e altas cargas, pelo fato do motor não possuir em seu sistema um trocador de calor como há originalmente no veículo em que o motor é empregado. Desta forma, foi implementado um sistema de trocador de calor ar-água, com a utilização de um *intercooler* automotivo e um sistema aspergindo água sobre a superfície do trocador de calor. A vazão de água do sistema é controlada através de uma válvula globo em conjunto com um atuador Honeywell CN7505A2001. Deste modo, foi possível adicionar uma função ao sistema AVL Puma, um controle PID para controle da temperatura de admissão, minimizando as incertezas provocadas por temperaturas elevadas entre o intervalo de testes e atenuar a incidência de detonação devido a temperatura elevada quando em operação em médias e altas cargas. A Figura 17 exemplifica o sistema de trocador de calor ar-água utilizado no decorrer dos testes experimentais.

*Figura 17 - Sistema de trocador de calor ar-água para controle da temperatura na admissão.*



O controle de carga imposto ao motor é realizado através de um dinamômetro AVL Dynoform 240, o qual possui o princípio de funcionamento baseado na corrente de Foucault, onde a corrente percorre um grupo de bobinas em paralelo gerando um campo eletromagnético capaz de frear o eixo. Para verificar o torque produzido pelo motor através do torque aplicado é utilizado uma célula de carga. Entretanto, apesar da calibração periódica do sistema dinamométrico se observou a incidência de torque residual entre o intervalo de testes, provavelmente ocasionado devido a disposição das mangueiras de arrefecimento do dinamômetro, prejudicando testes comparativos entre datas diferentes. Para contornar essa dificuldade, foi instalada um flange de torque HBM T40B na bancada dinamométrica, por possui uma excelente precisão, repetibilidade e robustez para a medição de torque. A Figura 18 mostra a flange de torque HBM instalada próxima ao dinamômetro AVL, na célula de testes.

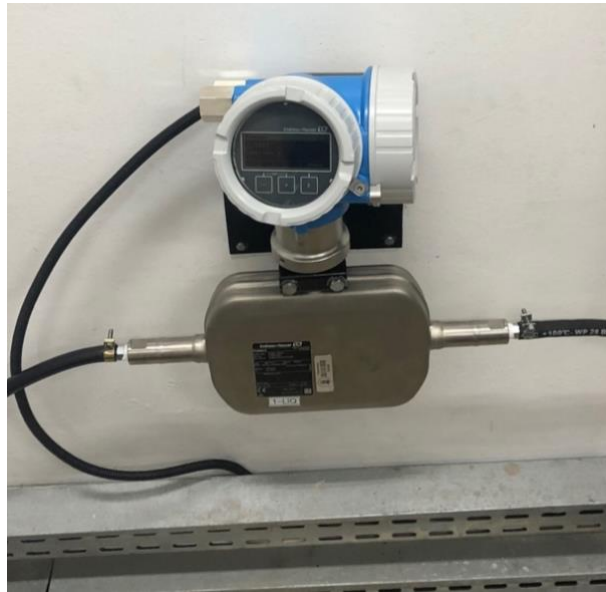


*Figura 18 - Flange de torque HBM T40B comissionado na bancada dinâmométrica.*



A célula de testes conta com um sistema de balança para medição do consumo de combustível, modelo AVL 7130 que utiliza um princípio de medição puramente gravimétrico através da mudança efetiva do peso do combustível em um recipiente de medição. Por ser um equipamento antigo e descontinuado a alguns anos, um sistema em paralelo foi montado a critério de comparação com o valor de medição obtido pela balança, além de fornecer um valor mais preciso e seguro. Um medidor de vazão mássica Proline Promass A300 Coriolis foi empregado no setup para a realização da medição da vazão mássica de combustível e de densidade, como mostra Figura 19.

*Figura 19 - Medidor de vazão mássica Proline Promass A300 Coriolis comissionado na célula de testes.*



### 3.3 CONSIDERAÇÕES SOBRE INCERTEZAS DOS EQUIPAMENTOS DE MEDIÇÃO

As incertezas de medição dos principais equipamentos utilizados na célula de testes para a realização deste trabalho podem ser observadas na Tabela 3 - Incertezas dos equipamentos presentes na célula de testes.

*Tabela 3 - Incertezas dos equipamentos presentes na célula de testes*

<b>Equipamento</b>	<b>Incerteza de medição Associada</b>
Flange de torque	0,05% do torque nominal
Medidor de vazão Coriolis	$\pm 0,1\%$ a 8 g/min, $\pm 1\%$ a 0,8 g/min
Sonda lambda banda larga	$1,016 \pm 0,007 \lambda$
Termopares tipo K	$\pm 1^\circ\text{C}$
Transdutor de pressão de cilindro	1,044% do fundo de escala
Transdutor de pressão da admissão e exaustão	2,5% do fundo de escala

### 3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para início do trabalho experimental e atingir objetivo de redução no trabalho de bombeamento por uso da recirculação de gases residuais, foi necessário calibrar previamente o

motor Ford Ecoboost para operar com a utilização de etanol hidratado, visto que o motor foi calibrado anteriormente para utilizar gasolina como combustível. Diante das inúmeras variáveis de controle presentes na ECU Bosch, algumas considerações foram adotadas a fim de reduzir o tempo de calibração, como: pressão de injeção de combustível fixa em 100 bar para todas condições, instante de injeção em  $30^\circ$  CAD ATDC<sub>i</sub> e razão ar-combustível estequiométrica para todos os casos. O instante de ignição foi ajustado para operar em condição de máximo torque no eixo (em inglês, *Maximum Brake torque – MBT*) correspondendo ao ângulo de 50% de massa queimada (CA50) em torno de  $8^\circ$  CAD ATDC<sub>f</sub>, limitado devido à ocorrência de detonação ou a pressão no interior do cilindro superior a 100bar.

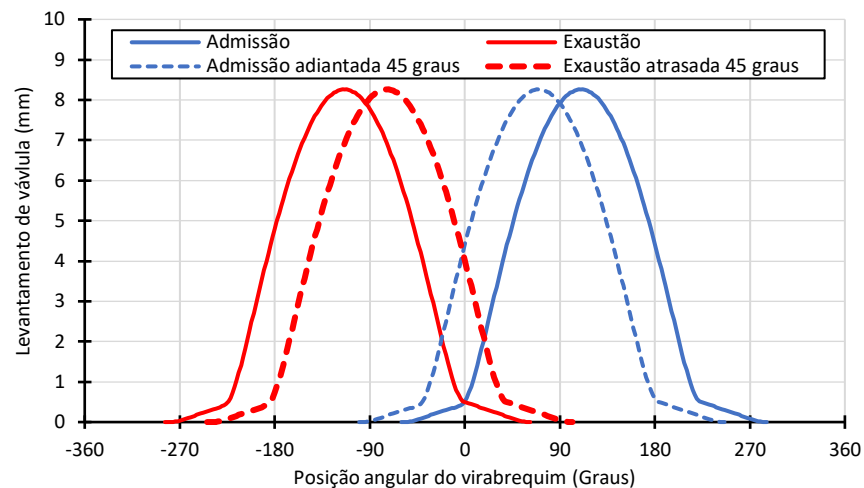
As posições dos eixos de comandos de válvulas foram sintonizadas de forma independente, baseados inicialmente nos valores obtidos através da calibração do motor com gasolina, e os ajustando para a utilização com etanol, de tal forma, os comandos de admissão e exaustão foram modificados em tempo real, de forma independente, adiantando ou atrasando-os, até encontrar a maior eficiência de conversão de combustível para cada situação. Também, os comandos de válvulas foram ajustados para não comprometer a estabilidade de combustão, mantendo uma boa relação entre a adição de gases residuais no cilindro para manter o coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada abaixo de 3%.

A calibração base foi realizada visando obter um mapa de calibração para uma ampla condição de operação, partindo de 1000 até 5000 rotações por minuto, em passos de 1000 rpm e em cargas que correspondem 25, 50, 75 e 100% da pressão média efetiva de eixo máxima da rotação de operação. No entanto, devido a elevada quantidade de pontos para calibração, notou-se que a calibração ideal da posição dos comandos de válvulas dispense de muito tempo, visto a infinidade de combinação de posições entre os comandos de admissão e exaustão, necessitando ajustes para atingir a condição de MBT, mistura da razão ar-combustível e no controle de carga do motor para cada ponto em que a fase dos comandos de válvula é modificada.

Para reduzir o tempo de operação na célula de testes, reduzir a matriz de testes e compreender a influência dos comandos de válvulas sobre a fração de gás residual presa no cilindro e sua influência no trabalho de bombeamento, se buscou a variação simétrica dos eixos de comandos de válvulas apenas para as condições de 1000, 2000 e 3000 rotações por minuto, para cargas de 25, 50, 75 e 100% da pressão média efetiva de eixo da rotação de operação, visto que são as condições em que mais se opera um motor de combustão interna em ciclo urbano.

Deste modo, foi realizada uma varredura nos comandos de válvulas, iniciando-se da posição travada, sem influência da polia variadora, partindo de um cruzamento de válvulas negativo próximo a 8 graus a 0,5mm de abertura de válvulas, adiantando-se a posição do eixo de comando de válvula da admissão em passos de 5 graus, ao mesmo passo, atrasando o evento de abertura da válvula de exaustão também em 5 graus, até a obtenção dos 82 graus de máximo cruzamento de válvulas ou o cruzamento máximo de válvulas permitido para manter a covariância da pressão média efetiva indicada em níveis abaixo de 3%. Na Figura 20 é possível visualizar o perfil de levantamento de válvulas do motor utilizado em suas posições máximas e mínimas de cruzamento de válvulas.

Figura 20 - Perfil dos comandos de válvulas, partindo de um cruzamento negativo de 8 graus, com a polia variadora de fase sem atuação, até seu limite de 82 graus de cruzamento positivo de válvulas.



Antes da realização de cada ensaio dinamométrico, inspeções visuais no motor foram realizadas, bem como a verificação do nível dos fluidos do motor. Foram adotados alguns procedimentos, para minimizar a influência da temperatura nos testes, o motor foi aquecido até o sistema de arrefecimento atingir regime de trabalho e a temperatura do óleo do motor atingir 91°C. A temperatura do ar após o sistema de intercooler, foi controlada para se manter em torno de 25°C. Foi utilizado o etanol hidratado como combustível, obtido comercialmente em um posto de combustíveis.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

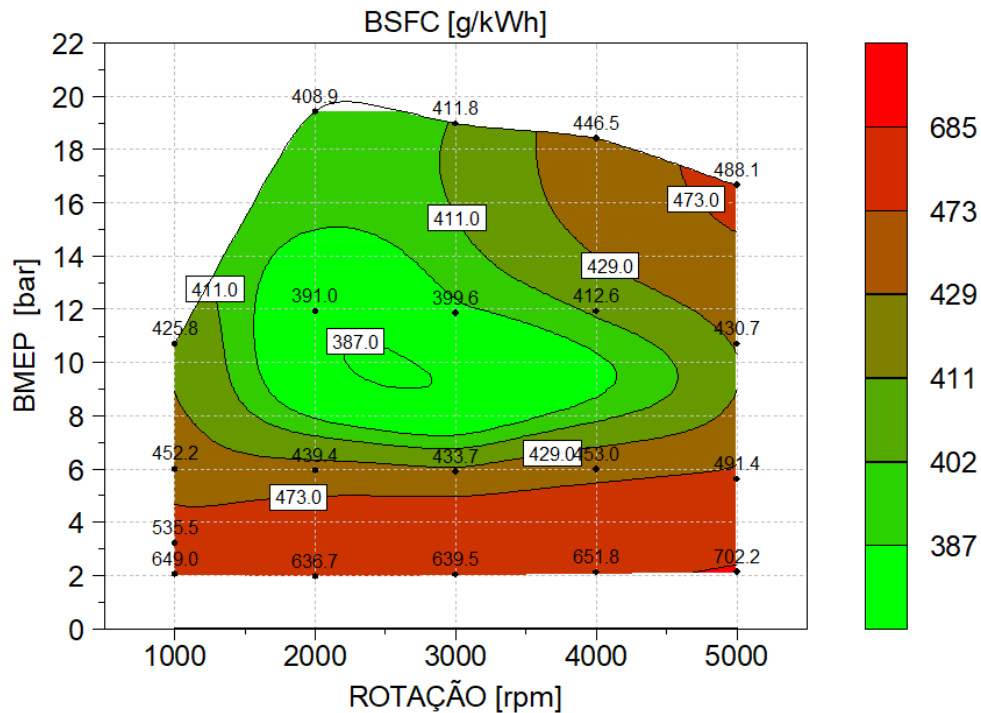
No presente capítulo, são apresentados os resultados obtidos a partir da metodologia de testes adotada. Os resultados obtidos são mostrados em três partes: inicialmente uma calibração inicial do motor operando com etanol motor será apresentada, com posições do eixo de comando de válvulas já definidos por uma calibração anterior, operando com gasolina. A segunda parte do trabalho analisa os dados de combustão através da variação do eixo de comando de válvulas da admissão e da exaustão de forma simétrica, partido de uma condição negativa de cruzamento de válvulas até sua máxima condição de operação. A terceira parte contempla o resultado da calibração com os melhores posicionamentos dos eixos de comandos de válvulas utilizando o método de calibração adotado.

### 4.1 CALIBRAÇÃO BASE

Através da calibração base com etanol hidratado foi possível obter valores base para posterior comparação com a otimização dos comandos de válvulas por meio do aumento do cruzamento de válvulas, estudada nesse trabalho. A Figura 21 apresenta o mapa de consumo específico de combustível no eixo, obtido através dos dados experimentais durante a calibração com etanol hidratado, onde é possível visualizar menores consumos específicos de combustível em média carga, onde o motor opera em WOT (do inglês, *Wide open throttle*), com borboleta completamente aberta, em determinados pontos com o auxílio do turbocompressor elevando a pressão de admissão, criando um trabalho de bombeamento que, aumenta a eficiência de conversão de energia.

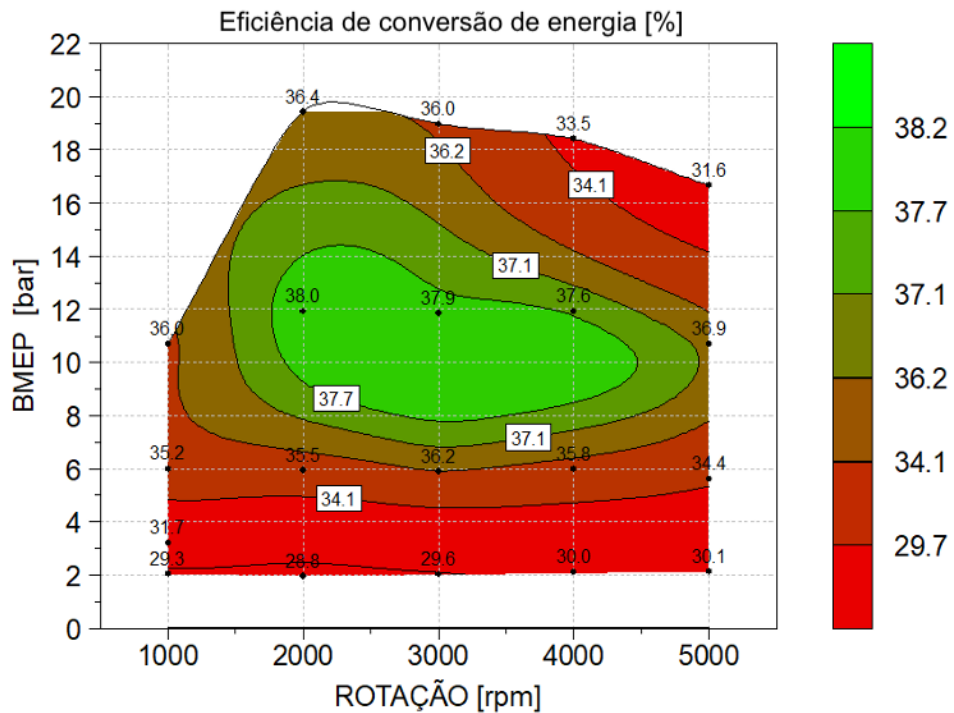
Em baixas cargas o trabalho de bombeamento provocado pela restrição na admissão de ar para controlar a carga imposta, produz um aumento no consumo específico de combustível. Em altas cargas é possível notar um consumo específico de combustível maior, devido ao incremento elevado da pressão na admissão aliada a razão ar-combustível com níveis mais ricos para controlar a temperatura na exaustão, em virtude da combustão atrasada para garantir a operação do motor sem a incidência de detonação, como o caso da condição de 5000 rpm e 17bar de BMEP, onde foi necessário enriquecer a mistura para 0.90 de lambda para controlar a temperatura de exaustão que havia ultrapassado 920 graus.

Figura 21 - Mapa de consumo específico de combustível obtido na calibração base



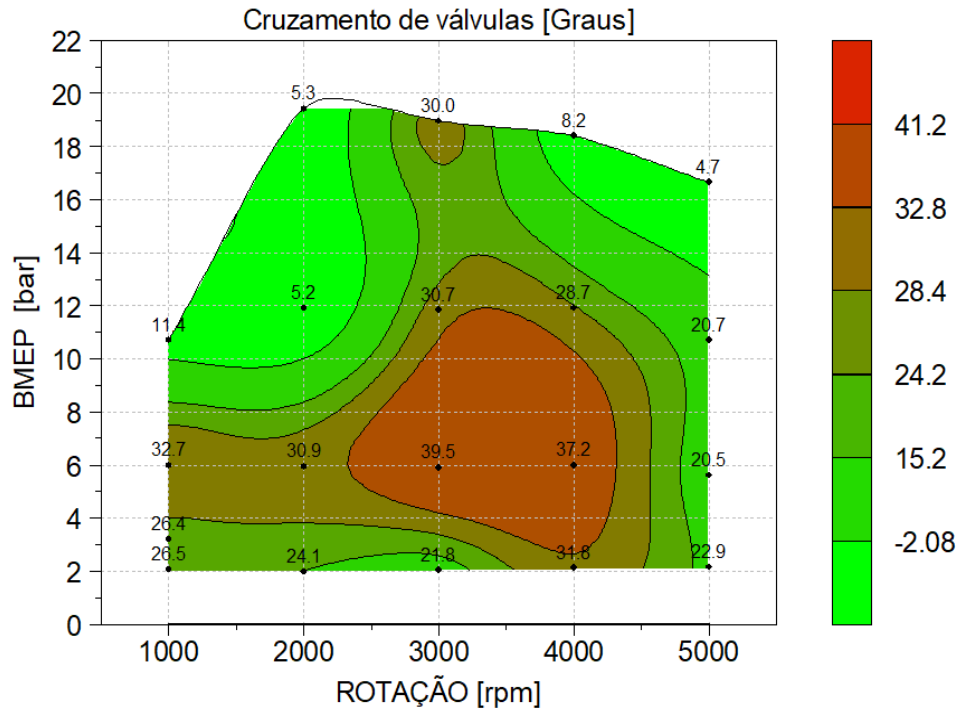
A Figura 22 apresenta o mapa de eficiência de conversão de combustível obtido na calibrao base, onde  possível visualizar na região central do mapa, a região próxima a 12 bar de pressão média efetiva de eixo, os melhores valores de eficiência de conversão de combustível, com cerca de 38% de eficiência máxima, esses pontos centrais de operao correspondem a situaes com máxima abertura de borboleta e pressão no sistema de admissão levemente maior que a pressão atmosférica.  possível observar baixas eficiências para condies de baixa carga devido a utilizao da borboleta para controlar a carga do motor. Através do aumento do período de cruzamento de válvulas de forma simétrica, se espera o aumento na eficiência de conversão de combustível para essa condio de baixa carga, em funo do aumento na recirculao dos gases de exaustão, permitindo assim uma reduo no trabalho de bombeamento.

Figura 22 - Mapa de Eficiência de conversão de combustível obtido na calibração base.



O cruzamento de válvulas, um dos principais parâmetros levados em consideração para a realização deste trabalho, pode ser observado na Figura 23, em sua condição de calibração base. A calibração inicial do melhor posicionamento dos eixos de comandos de válvulas foi baseada em valores existentes de uma calibração anterior, com o motor calibrado previamente com gasolina e em virtude dos diversos parâmetros de controle que existem na calibração do motor, para reduzir o tempo de calibração e por consequência custos, utilizou-se o alvos semelhantes para a abertura e fechamento de válvulas, variando poucos graus para adiantar e atrasar os comandos de admissão e exaustão de forma independente, acompanhando os dados de eficiência de conversão de combustível de forma *online* para verificar se a alteração contribuiu para o aumento de eficiência.

Figura 23 - Cruzamento de válvulas utilizado para a calibração base.



O cruzamento de válvulas apresentado na Figura 23 foi obtido através da diferença entre o momento de abertura da válvula de admissão (IVO) e o fechamento da válvula de exaustão (EVC). Os eventos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão são mostrados na Figura 24 e Figura 25, respectivamente. É possível visualizar diante a metodologia adotada, que os eventos de válvula da admissão são adiantados razoavelmente apenas na região central do mapa, em torno de 3000 rotações, nas demais condições a variação do eixo de comandos de válvulas fica próximo de sua condição sem atuação ou com modesto adiantamento de válvula. O fechamento das válvulas segue a tendência de atraso para condições de baixa carga e a medida do incremento de carga, o comando de válvula retorna para sua posição original.



Figura 24 - Abertura da válvula de admissão utilizada para a calibração base.

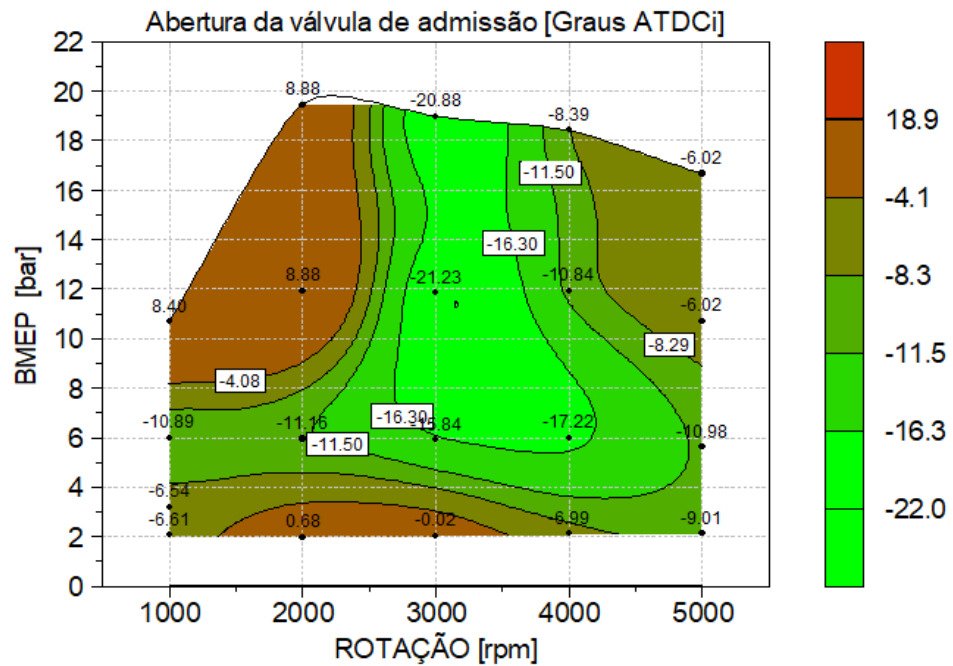
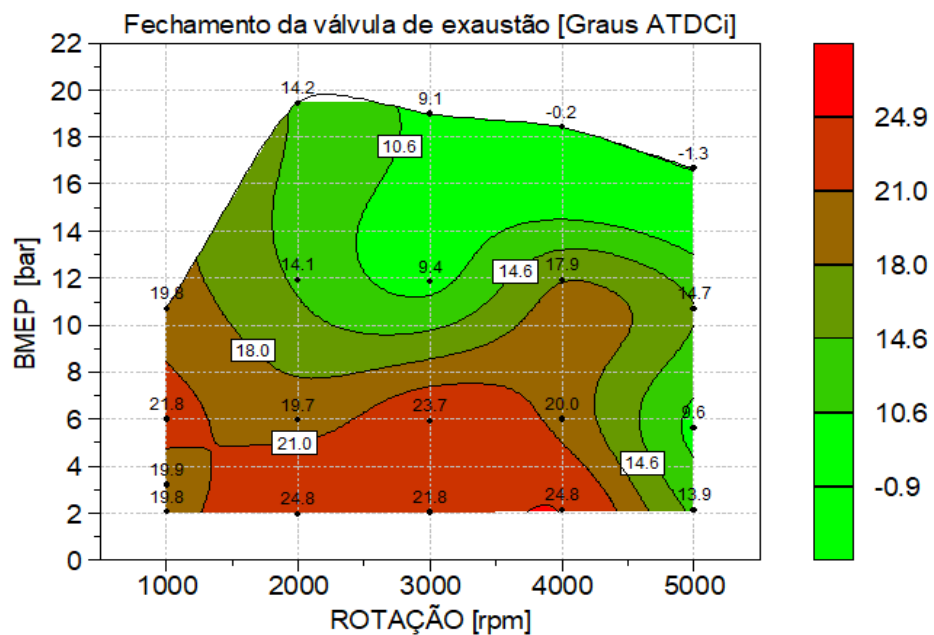


Figura 25 - Fechamento da válvula de exaustão utilizado para a calibração base.



As emissões específicas brutas de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e óxidos de nitrogênio são mostradas Figura 26, Figura 27 e Figura 28, respectivamente. É possível observar baixos níveis de emissões em baixas e médias cargas, devido a utilização de etanol como combustível, que possui um elevado calor latente de vaporização, impactando em menores temperaturas dentro da câmara de combustão, reduzindo

de forma geral os níveis de NOx. Dada a maior facilidade de oxidação do etanol, por possuir oxigênio em sua composição, foi possível obter baixos níveis de HC e CO por proporcionar uma queima mais completa quando comparado com a gasolina.

Em altas cargas, os elevados níveis de CO e HC são decorrentes da grande quantidade de massa de combustível injetada, principalmente quando o alvo de lambda é levemente enriquecido para controlar a pressão máxima no cilindro, na iminência de detonação e controlar a temperatura máxima da exaustão para proteção de componentes, resultando em uma menor velocidade de propagação de chama, aumentando a duração de combustão e por consequência, provocando instabilidade na combustão. O excesso de combustível em alta carga reduziu as emissões de NOx em função da redução de temperatura do cilindro.

Figura 26 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono medido na calibração base.

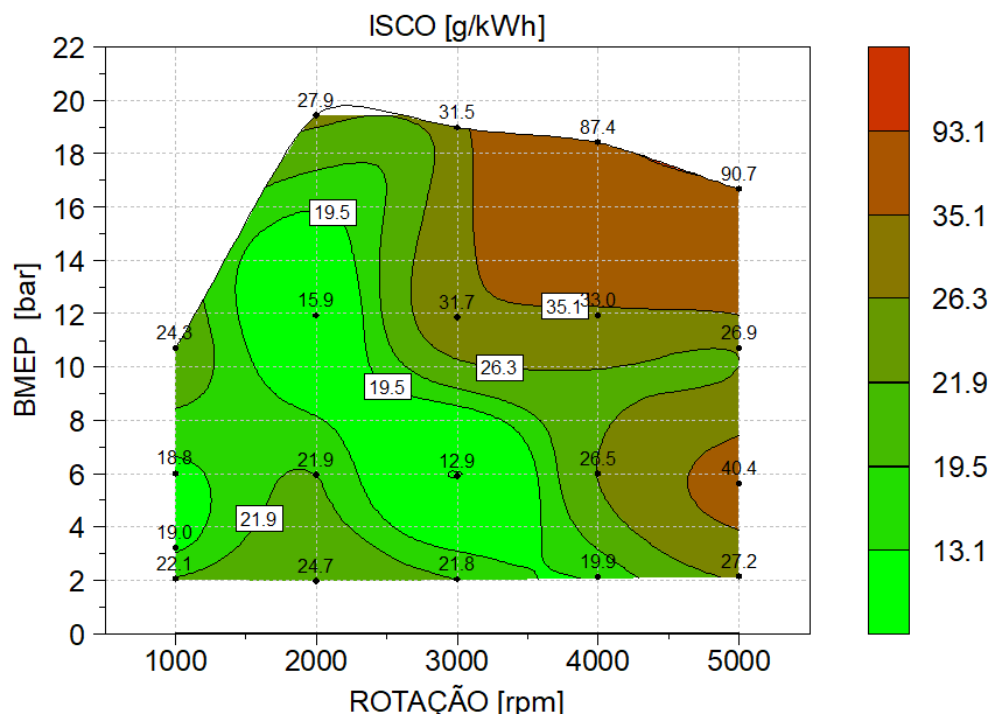


Figura 27 - Emissões específicas indicadas de hidrocarbonetos não queimados medidos na calibração base.

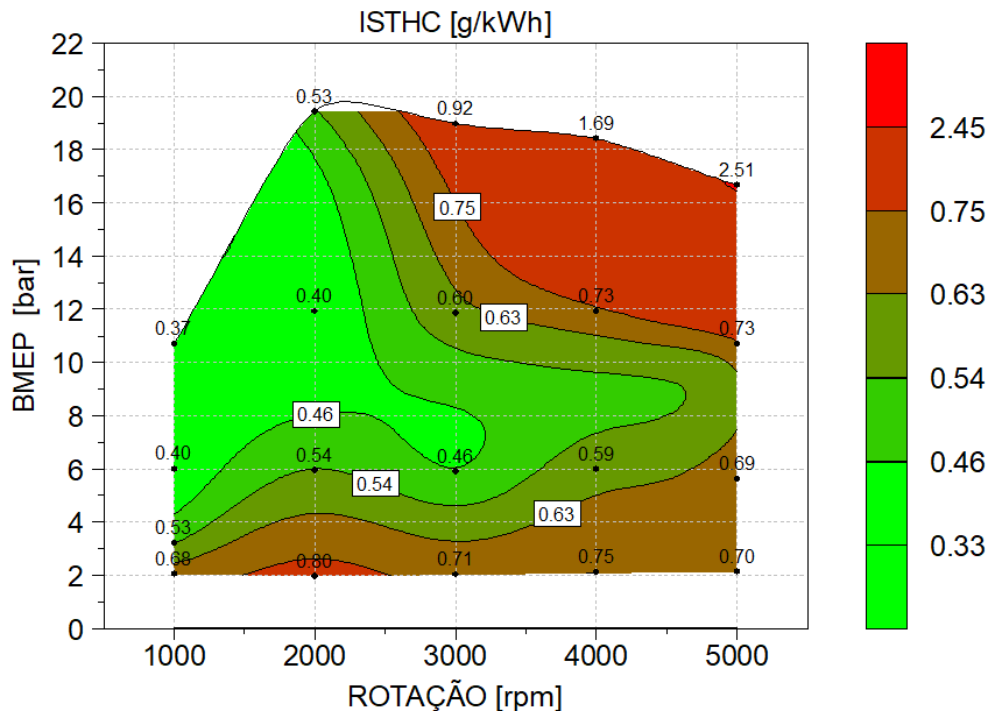
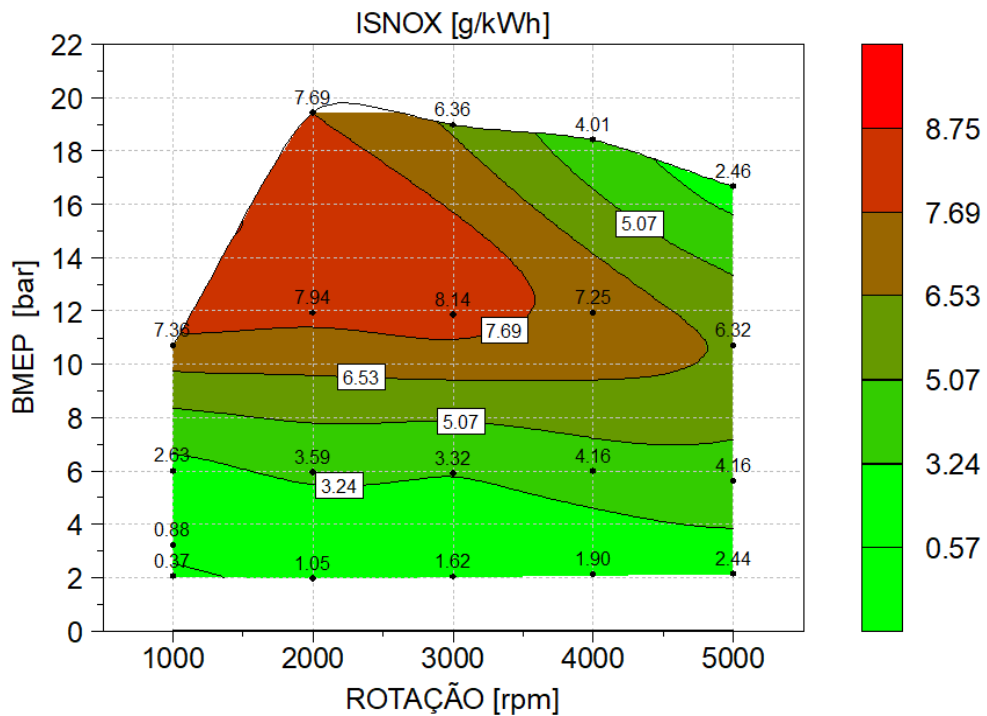


Figura 28 - Emissões específicas indicadas de óxidos de nitrogênio medidos na calibração base.



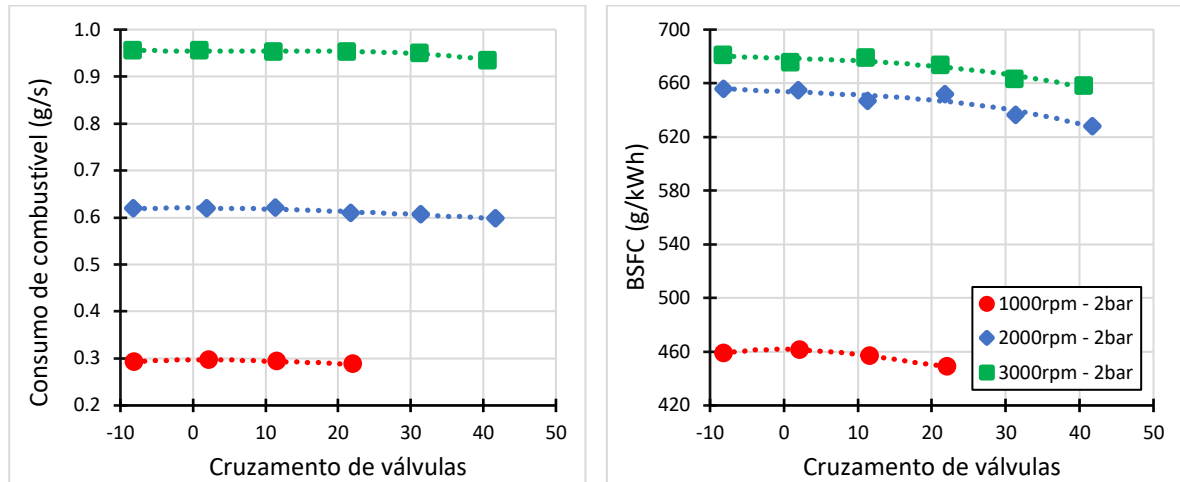
## 4.2 ANÁLISE DE COMBUSTÃO

Dada a elevada quantidade de pontos obtidos durante os testes experimentais e devido a operação em diferentes cargas e rotações, a análise do cruzamento de válvulas sobre os parâmetros de operação do motor será apresentada em três partes, contemplando a baixa carga, a operação do motor nas rotações de 1000, 2000 e 3000 rotações por minuto, com uma pressão média efetiva no eixo de 2 bar. Em média carga, as condições de 3 bar de pressão média efetiva no eixo para a rotação de 1000 rpm, 6 bar para todas as rotações investigadas neste trabalho e a condição de 12 bar para as condições de 2000 e 3000 rotações e em alta carga, a operação em 1000 rpm e 10,5 bar e em 2000 e 3000 rotações 20,7 bar de pressão média efetiva no eixo.

### 4.2.1 OPERAÇÃO EM BAIXA CARGA

Na Figura 29 se observa a quantidade de massa de combustível injetada no cilindro do motor para atingir a condição de 2 bar de pressão média efetiva para as velocidades de 1000, 2000 e 3000 rotações por minuto. É possível notar que o incremento de rotação provoca o aumento da massa de combustível necessária para manter a mesma carga, também impactando ao consumo específico de combustível, provavelmente em decorrência do rápido crescimento do atrito e do aumento do trabalho de bombeamento. A atuação aos eixos de comandos de válvulas de forma simétrica, adiantando a abertura das válvulas de admissão e atrasando o fechamento das válvulas de exaustão, proporcionou uma redução no consumo específico de combustível à medida do aumento do cruzamento de válvulas, sendo limitado por instabilidade de combustão.

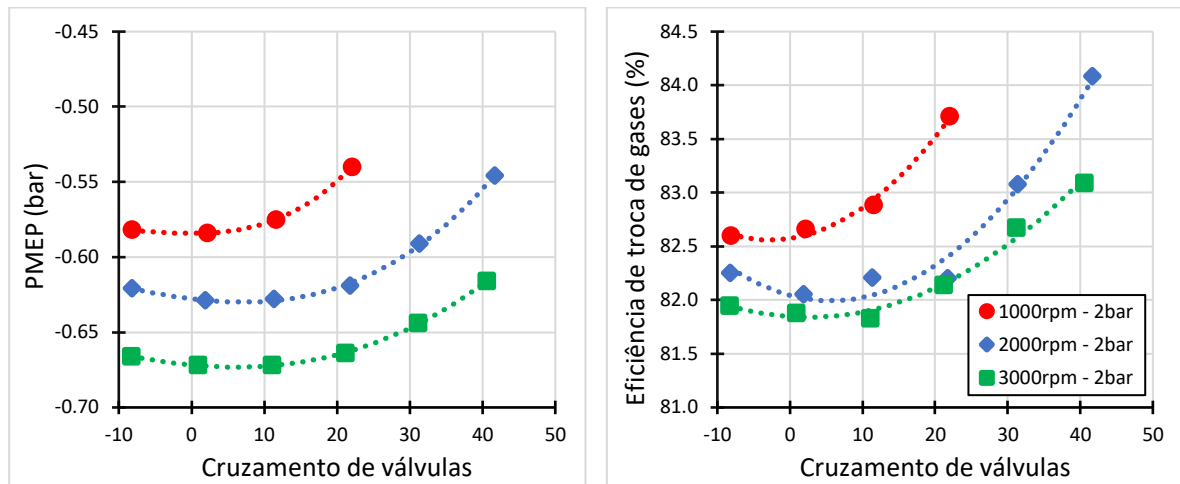
Figura 29 - Consumo de combustível e consumo específico de combustível no eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.



Como mostra o primeiro gráfico da Figura 30, o aumento do cruzamento de válvulas indica uma redução na pressão média efetiva de bombeamento, que está relacionada com o aumento da fração de gás residual presa no cilindro, o qual dilui a mistura ar-combustível com gases inertes, necessitando uma maior quantidade de ar fresco para manter a carga. Comparativamente, é possível visualizar a pressão média efetiva de bombeamento para diferentes rotações em uma mesma carga, onde o PMEP aumenta com o incremento da rotação, aumentando o consumo de combustível.

A sintonização dos comandos de válvulas de forma simétrica, partindo de uma condição de cruzamento negativo, sendo avançado até uma condição que não comprometesse a estabilidade de combustão proporcionou uma maior eficiência na troca de gases o qual foi benéfico para operação do motor, suprimindo a quantidade de ar fresco necessária para manter o motor operando na condição de 2 bar de pressão média efetiva de eixo sem a necessidade de ajustar a borboleta para tal.

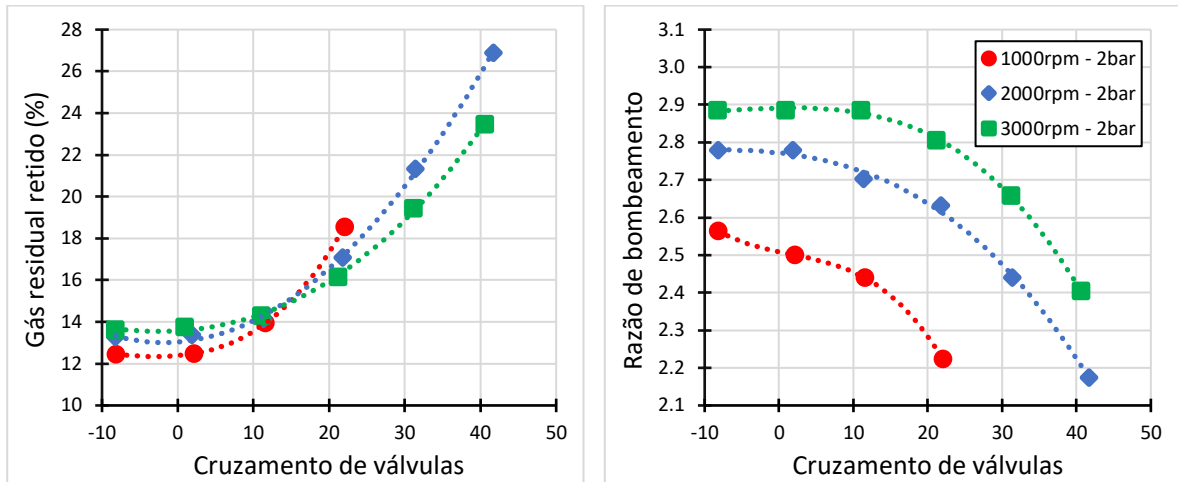
Figura 30 - Pressão média efetiva indicada de bombeamento e eficiência de troca de gases em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.



A fração de gás residual em função do cruzamento de válvulas está relacionada diretamente com a diferença de pressão entre o sistema de exaustão e admissão, os tempos de válvulas e a rotação. É possível visualizar na Figura 31 a fração de gás residual estimada no cilindro e a razão de bombeamento, dado pela razão entre a pressão da exaustão sobre a pressão de admissão. À medida do adiantamento da abertura das válvulas de admissão em relação ao ponto morto superior, a quantidade de gás residual tende a ser direcionada para as portas de entrada, de forma semelhante, o fechamento tardio das válvulas de exaustão em relação ao ponto morto superior favorece o refluxo de gás residuais das portas de exaustão para o cilindro. De tal forma, a medida do aumento da sobreposição de válvulas, a fração de gás residual presa no cilindro segue a tendência de aumento.

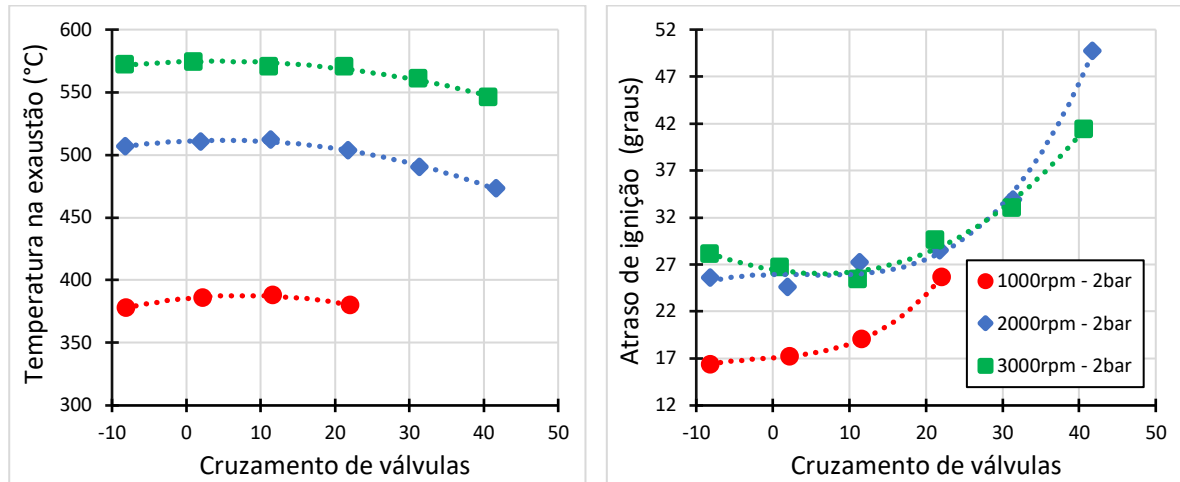
Em 1000 rotações por minuto, há uma menor fração de gás residual em função da razão de bombeamento para as condições de cruzamento negativo e com leves cruzamentos de válvulas, dada a pressão na exaustão superando a pressão na admissão em mais de duas vezes, fato esse que é amplificado a medida do incremento de rotação provocando o aumento da fração de residual no cilindro para esta condição. No entanto, apesar da diminuição da diferença entre as pressões de exaustão e admissão para cruzamentos de válvulas maiores, a fração de gás residual aumenta não só em função da diferença de pressão, mas majoritariamente pelos eventos de válvulas.

Figura 31 - Gás residual retido e razão de bombeamento em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.



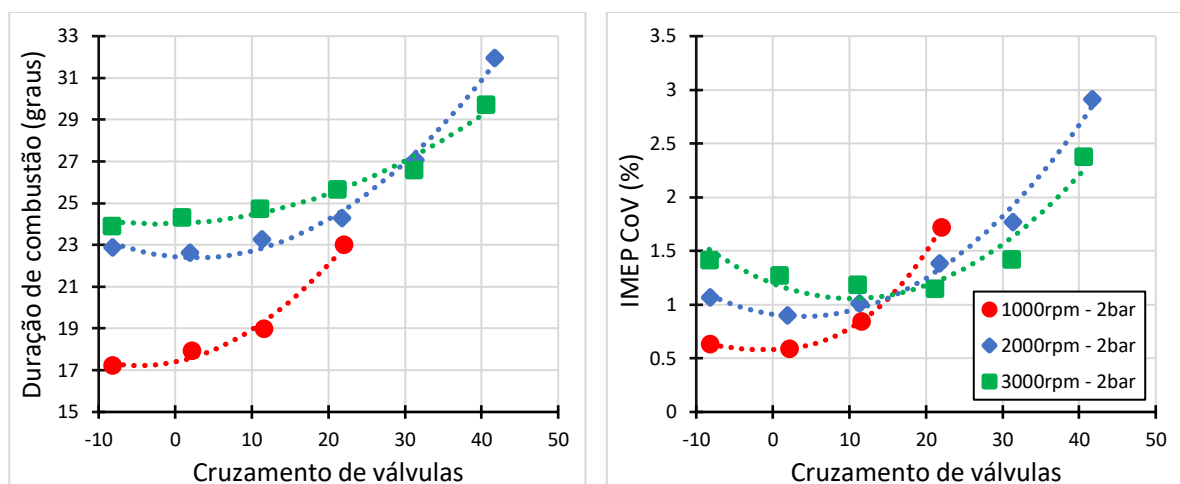
O aumento na diluição da mistura ar combustível com a utilização de EGR interna resultou em um leve aumento na temperatura da exaustão como se observa na Figura 32, para condições com baixo cruzamento de válvulas em virtude da temperatura elevada dos gases residuais que são re-circulados ao cilindro, essa maior temperatura contribuiu para a redução no atraso de ignição (período que compreende o início da propagação da chama, do momento em que a centelha é disparada até o momento em que 5% da fração de massa seja queimada) sendo altamente afetado com o aumento da concentração de gases residuais. No entanto, para condições com elevado gás residual, se observa um comportamento contrario, onde a temperatura na exaustão reduz, provocando um maior atraso de ignição, em virtude do elevado efeito de diluição de mistura, prejudicando a ignitabilidade da razão ar combustível.

Figura 32 - Temperatura na exaustão e atraso de ignição (ângulo de ignição-CA05) em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.



A maior quantidade de gases recirculados internamente na câmara de combustão em função do aumento do cruzamento de válvulas provocou um aumento na duração de combustão, resultando em uma maior instabilidade de combustão, como é possível visualizar na Figura 33. Este fato impossibilitou a operação do motor em 1000 rotações por minuto com valores de cruzamento superiores a 22 graus, e nas demais rotações cruzamentos de válvulas superiores a 42 graus, devido ao coeficiente de variabilidade cíclica ultrapassar o limite de 3%, valor pré-definido durante o procedimento experimental para obter um bom compromisso em termos de dirigibilidade e performance.

Figura 33 - Duração de combustão e IMEP CoV em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.

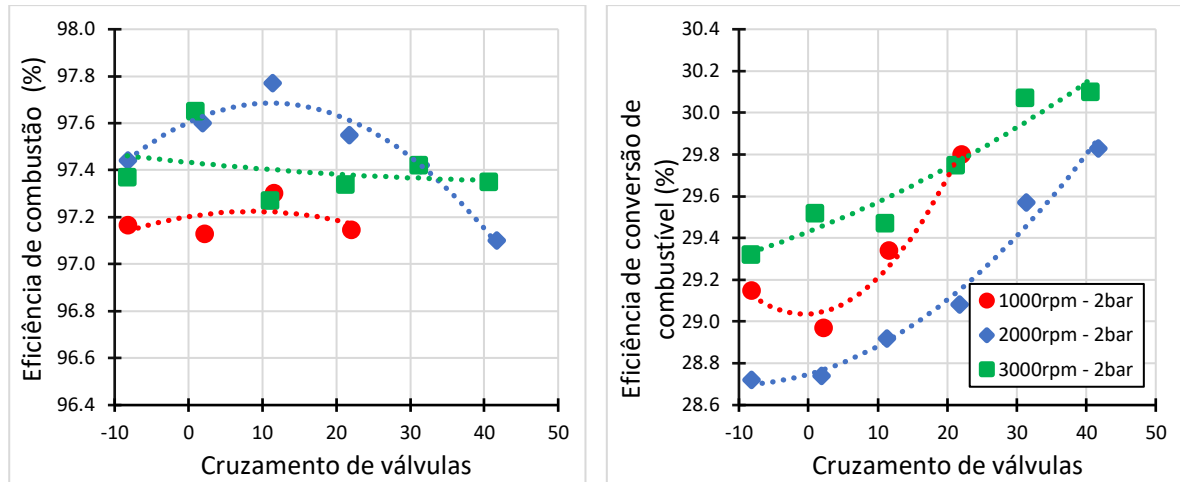


Conforme mostra a Figura 34, é possível visualizar que a eficiência de combustão não foi significativamente afetada com a variação do cruzamento de válvulas, no entanto, a eficiência de conversão de combustível aumentou de forma expressiva, obtendo seus maiores



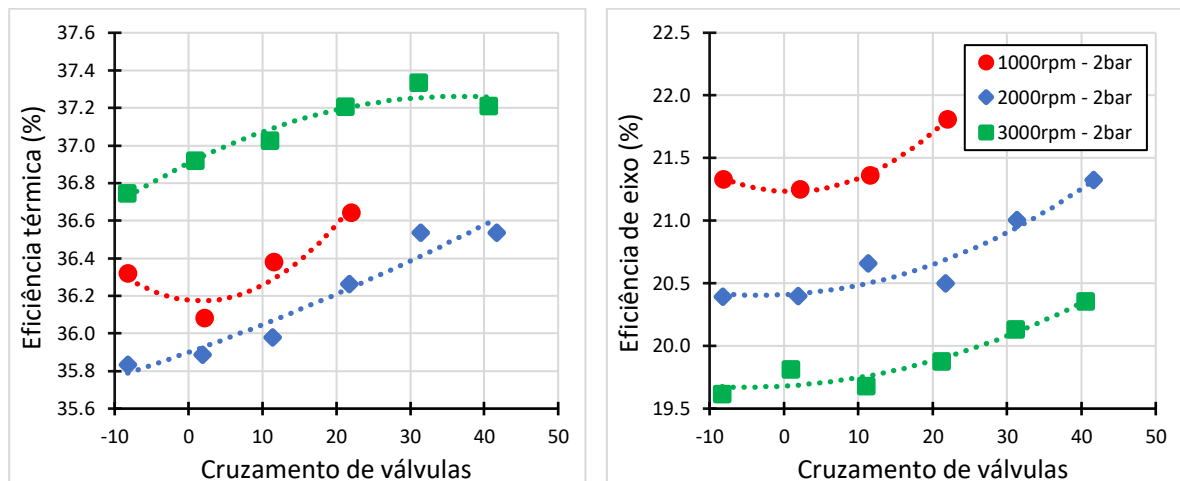
valores de eficiência nas posições máximas de cruzamento de válvulas, isso se deve a uma combinação de fatores, dentre eles, a redução do trabalho de bombeamento, resultando em um menor consumo específico de combustível.

Figura 34 - Eficiência de combustão e Eficiência de conversão de combustível em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.



A redução da temperatura na combustão obtida por meio da diluição da mistura ar combustível com gases residuais impactou diretamente na eficiência térmica, como mostra a Figura 35, a tendência de a eficiência térmica aumentar com o aumento do cruzamento de válvulas devido a menor perda de transferência de calor. A eficiência de eixo, dada pela razão entre o trabalho disponível diretamente no eixo do virabrequim e a energia total do combustível injetado no cilindro seguiu a mesma tendência, aumentando com o aumento do cruzamento de válvulas para as condições de operação em baixa carga.

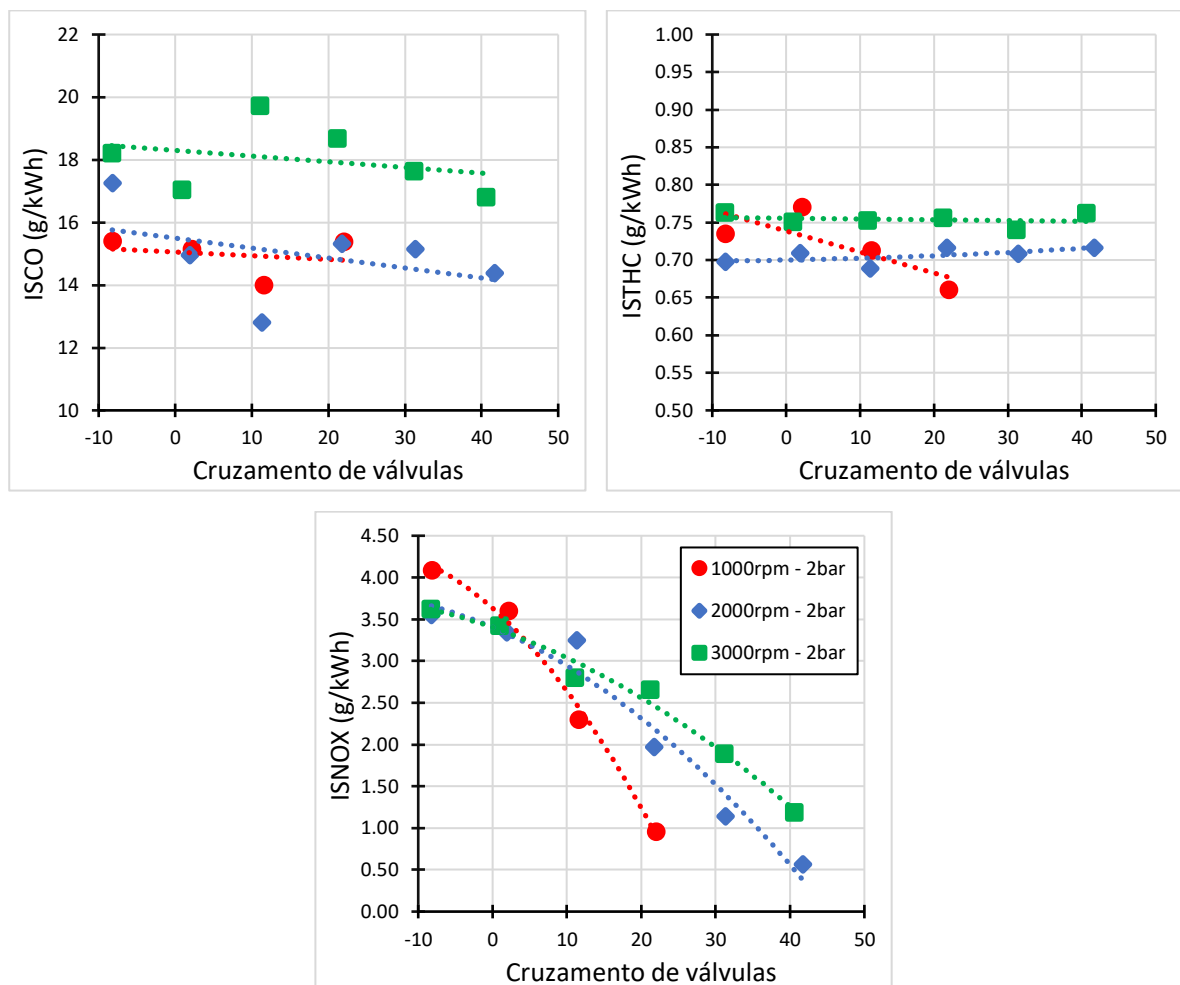
Figura 35 - Eficiência térmica e eficiência de eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.



As emissões específicas indicadas são apresentadas na Figura 36. As emissões de monóxido de carbono, bem como as emissões de hidrocarbonetos não queimados, não mostram uma tendência geral de aumento ou redução para todas as condições em função da adição de gases residuais.

Os gases de escapamento recirculados internamente utilizando a estratégia de EGR interna, por meio do aumento do período de sobreposição de válvulas produziu uma redução acentuada nas emissões específicas indicadas de óxidos de nitrogênio. A redução dos níveis de emissões de NOx estão associados a redução do pico de temperatura dos gases queimados durante o processo de combustão devido a alta capacidade calorífica dos gases que são reintroduzidos na câmara de combustão.

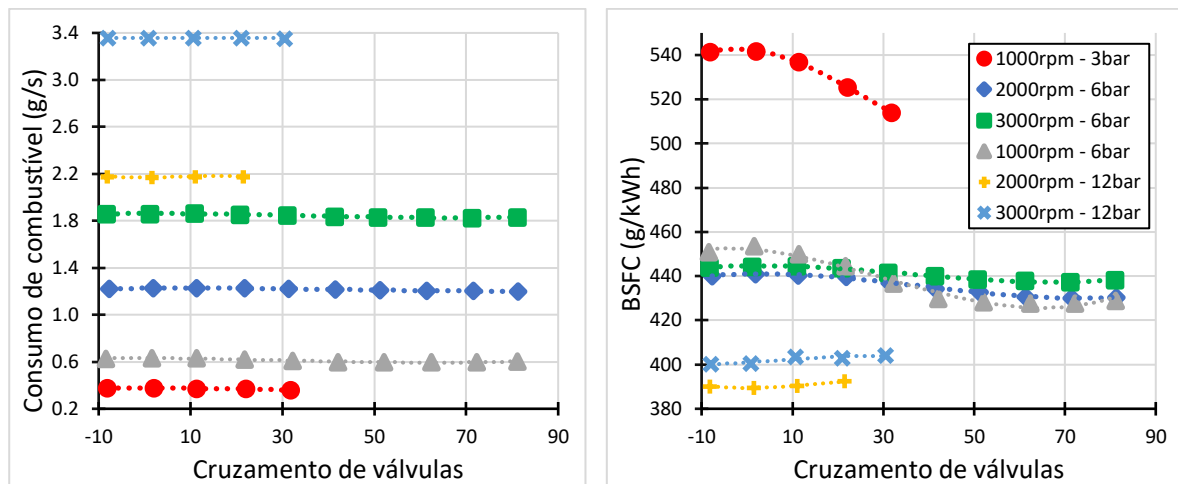
Figura 36 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e de óxidos de nitrogênio em função do cruzamento de válvulas para condições de baixa carga.



#### 4.2.2 OPERAÇÃO EM MÉDIA CARGA

Na Figura 37 é possível visualizar a quantidade de massa de combustível e o consumo específico de combustível em função do cruzamento de válvulas para as condições de média carga. É possível verificar valores de massa de combustível injetada menores para condições com menores rotações e cargas, no entanto, valores de consumo específico menores para as condições de alta rotação e baixa carga, dada a melhor eficiência de converter a massa de combustível consumida em potência no eixo. O mesmo ocorre em função do aumento do cruzamento de válvulas para as condições de 3 e 6 bar de pressão média efetiva de eixo, diferente das condições de 12 bar, que possuem uma elevação no consumo específico com o aumento da sobreposição de válvulas.

Figura 37 - Consumo de combustível e consumo específico de combustível no eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga.

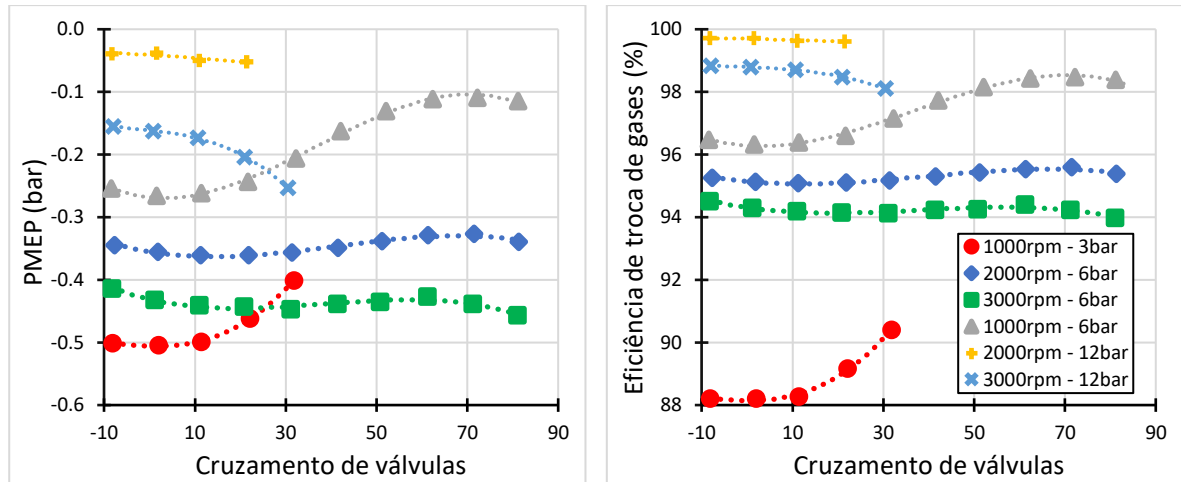


Em médias cargas, principalmente nas condições de 6 bar de pressão média efetiva de eixo, inicialmente o aumento do período de sobreposição de válvula aumentou o trabalho de bombeamento devido a elevada eficiência de troca de gases sendo necessário reduzir levemente o controlador de carga para não elevar a carga, no entanto, a medida que o aumento do cruzamento de válvulas aumentou, foi necessário abrir mais a borboleta do motor para manter a carga, reduzindo assim significativamente as perdas por bombeamento e melhorando a eficiência da troca de gases, como pode ser visualizado na Figura 38.

Para a condição de operação de 1000 rotações por minuto e 3 bar, houve uma otimização nas perdas por bombeamento e em sua eficiência na troca de gases com o aumento do cruzamento de válvulas. A condição de 12 bar teve um aumento nas perdas por bombeamento

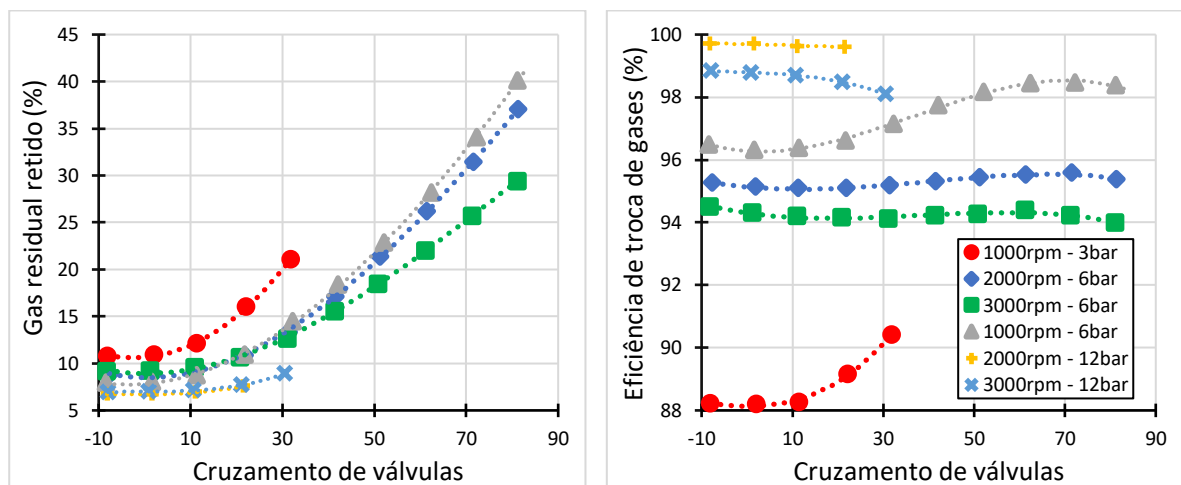
em função do cruzamento de válvulas devido a alta eficiência da troca de gases, onde foi necessário controlar a borboleta com o incremento do cruzamento de válvulas para manter a carga, afetando assim a operação nesta condição.

Figura 38 - Pressão média efetiva indicada de bombeamento e eficiência de troca de gases em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga.



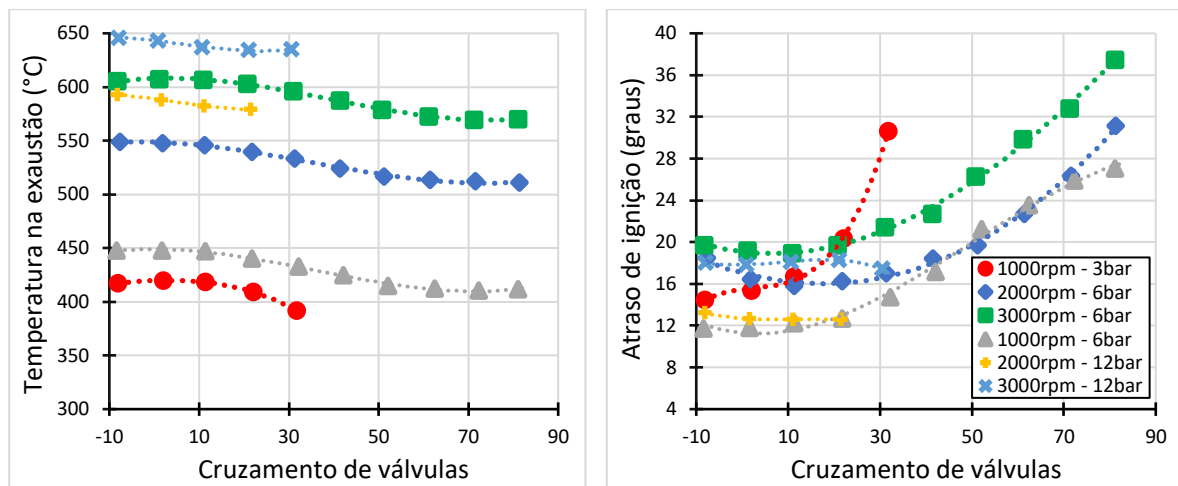
Como mostra a Figura 39, o aumento do cruzamento de válvulas impactou no aumento da fração de gás residual em todos os regimes de operação, onde em cargas baixas, teve uma grande influência da razão de bombeamento quando comparado para as outras condições de teste. A medida do aumento do período de sobreposição de válvulas a eficiência da troca de gases, aliado a razão de bombeamento, com pressões na exaustão maiores que a pressão de admissão, favoreceu o retorno dos gases de admissão para o cilindro aumentando significativamente a fração de gás residual.

Figura 39 - Gás residual retido e razão de bombeamento em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga.



Assim como a condição de baixa carga, em média carga a temperatura da exaustão foi reduzida em virtude da maior concentração de gases residuais em todas as rotações e cargas, de tal modo, a redução da temperatura de combustão e a elevada concentração de gases residuais provocou um aumento no atraso de ignição para as condições de 3 e 6 bar de pressão média efetiva de eixo, em virtude da elevada eficiência na troca de gases e a baixa razão de bombeamento a condição de 12bar de pressão média efetiva de eixo não teve um aumento significativo na fração de gases residuais aprisionados no cilindro, resultando em um atraso de ignição semelhante em todas condições de cruzamento de válvulas como mostra a Figura 40.

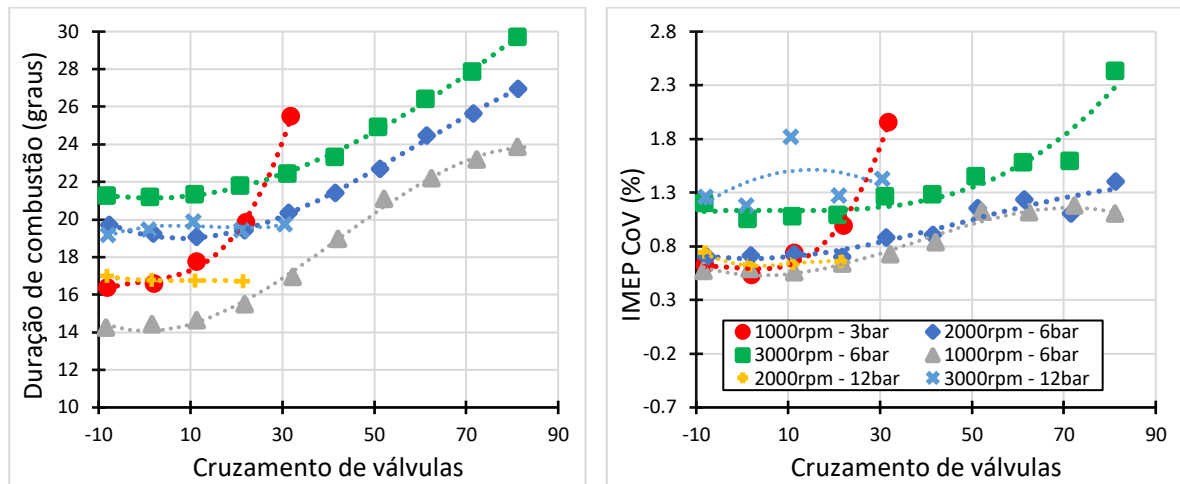
Figura 40 - Temperatura na exaustão e atraso de ignição (ângulo de ignição-CA05) em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga



A Figura 41 mostra a duração de combustão para a condição de média carga, onde é possível visualizar o aumento da duração de combustão a medida do aumento do cruzamento de válvulas em virtude do aumento de gases residuais, que deterioram a combustão, deixando a queima mais lenta, com exceção da condição de 12 bar de pressão média efetiva, que manteve uma duração de combustão rápida.

Apesar da operação com elevados níveis de EGR interna, foi possível operar o motor com a estabilidade de combustão com valores abaixo de 3% em uma grande faixa de operação graças a alta eficiência do motor Ford EcoBoost. Apenas em 1000 rotações e 3bar de pressão média efetiva de eixo a condição de cruzamento de 32 graus foi limitada pela estabilidade de combustão, nas condições de 6bar, foi possível trabalhar em condição máxima de cruzamento de válvulas, cerca de 82 graus sem comprometer o IMEP CoV. A condição de 12bar de carga seguiu uma tendência de estabilidade em todo regime de operação investigado.

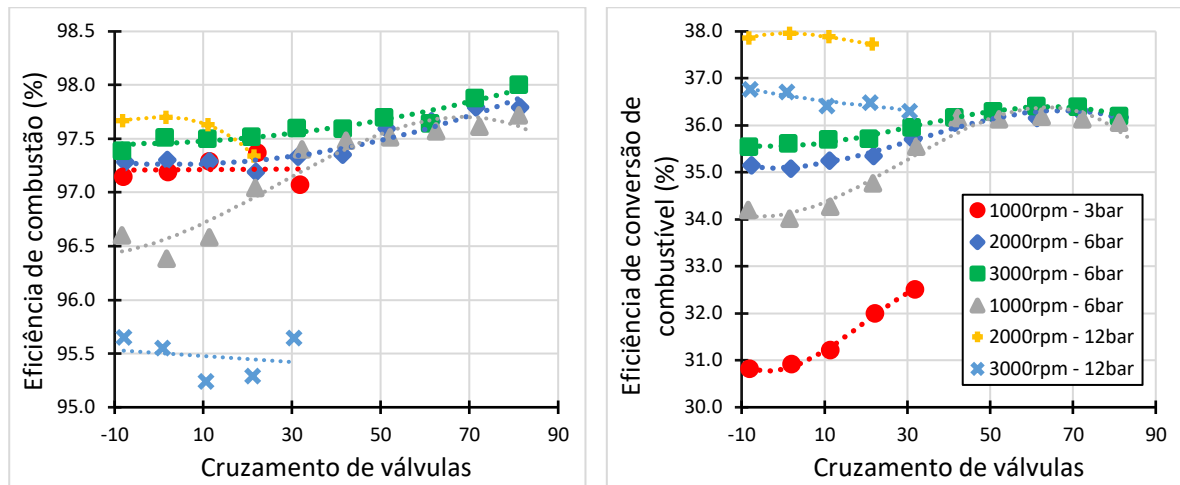
Figura 41 - Duração de combustão e IMEP CoV em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga.



Conforme mostra a Figura 42, é possível observar uma tendência de aumento na eficiência de combustão com o aumento do cruzamento de válvulas para as condições de 2 e 6 bar de pressão média efetiva de eixo, em todas as rotações. Para as condições de 12 bar de BMEP a eficiência de combustão foi comprometida, dada a necessidade de redução do controlador da válvula *wastegate* para manter a carga, a medida do aumento do período de sobreposição de válvulas. Para a condição de 3000 rotações por minuto e 12 bar a eficiência se encontra em baixos níveis, quando comparado com as demais, possivelmente pela ignição atrasada, para controlar a incidência de detonação.

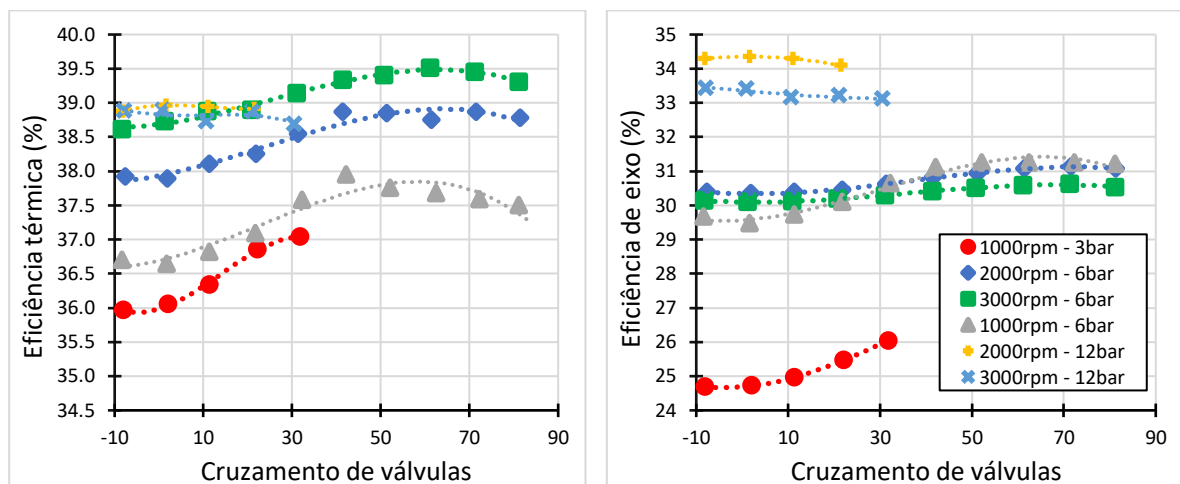
Na Figura 42 é possível visualizar também o aumento da eficiência de conversão de combustível a medida do aumento do cruzamento de válvulas e consequentemente, a maior concentração de gases residuais, no entanto, para as condições de alta carga, o cruzamento de válvulas proporcionou uma melhor eficiência na troca de gases, elevando a carga de operação, como comentado anteriormente, foi necessário reduzir a pressão de admissão, o que provocou um aumento no trabalho de bombeamento, como consequência, a eficiência de conversão de combustível foi prejudicada.

Figura 42 - Eficiência de combustão e Eficiência de conversão de combustível em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga.



Assim como na condição de baixas cargas, a eficiência térmica para as condições de operação em médias cargas também foram beneficiadas com a adição de gases residuais, em função da redução da temperatura de combustão, proporcionou uma menor transferência de calor para as paredes do cilindro, como mostra a *Figura 43*. Na mesma figura, é possível observar o aumento da eficiência de eixo com a adição de gases residuais e uma leve tendência de redução para as condições de 12 bar de pressão média efetiva de eixo.

Figura 43 - Eficiência térmica e eficiência mecânica em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga.



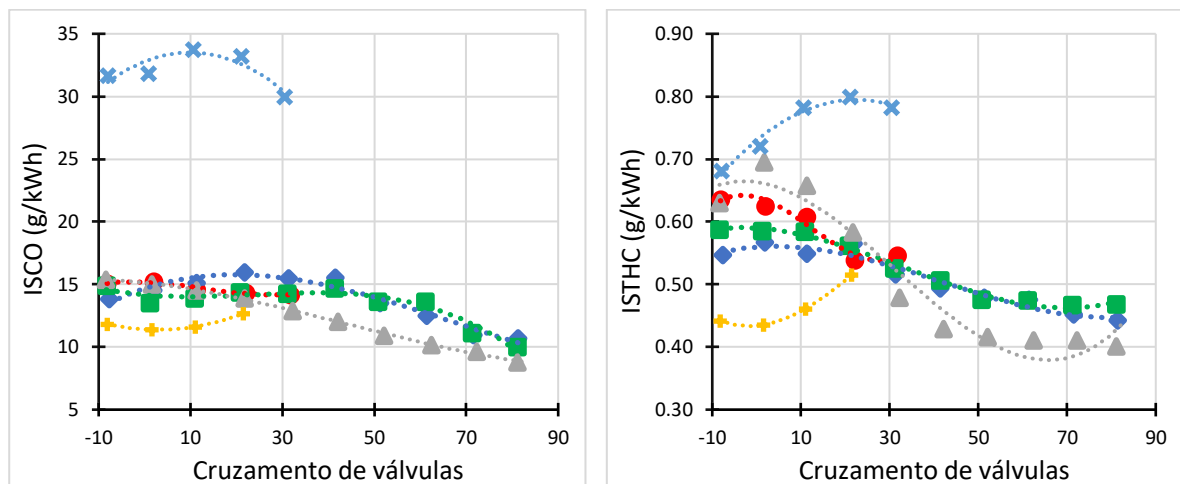
As emissões específicas indicadas de CO, THC e NOx para as condições de média carga são apresentadas na Figura 44. As emissões de monóxido de carbono se mantiveram estáveis para a condição de 1000rpm e 3 bar de pressão média efetiva de eixo, com uma leve tendência de redução com o aumento do cruzamento de válvulas, o mesmo ocorreu, no entanto de forma

amplificada para a condição de 6 bar, a redução na formação de CO pode estar ligada diretamente com elevados níveis do processo de troca de gases favorecendo uma melhor homogeneização da mistura. A elevada formação de CO para a condição de 3000rpm e 12 bar pode estar ligada ao elevado efeito de arrefecimento do combustível devido a utilização de etanol e a instabilidade de combustão devido a combustão atrasada para controlar a incidência de detonação.

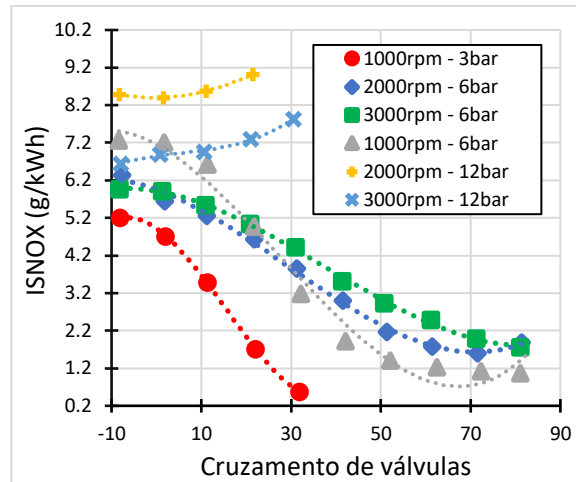
As emissões de HC seguiram uma tendência de redução com o aumento do cruzamento de válvulas para as condições de 3 e 6 bar de pressão média efetiva de eixo em virtude da elevação da eficiência da troca de gases, reduzindo a massa de combustível nas paredes do cilindro. O aumento da concentração de hidrocarbonetos não queimados para as condições de 12 bar pode estar associado ao elevado processo de troca de gases que pode ter favorecido um curto circuito e ao atraso de ignição necessário para evitar a incidência de detonação.

O aumento da concentração de gases residuais aprisionados no cilindro com o aumento do cruzamento de válvulas, ocasionou menores temperaturas de combustão, como consequência, uma redução significativa nas emissões de NOx, chegando em seus menores níveis próximo aos maiores níveis de cruzamentos de válvulas.

*Figura 44 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e de óxidos de nitrogênio em função do cruzamento de válvulas para condições de média carga.*



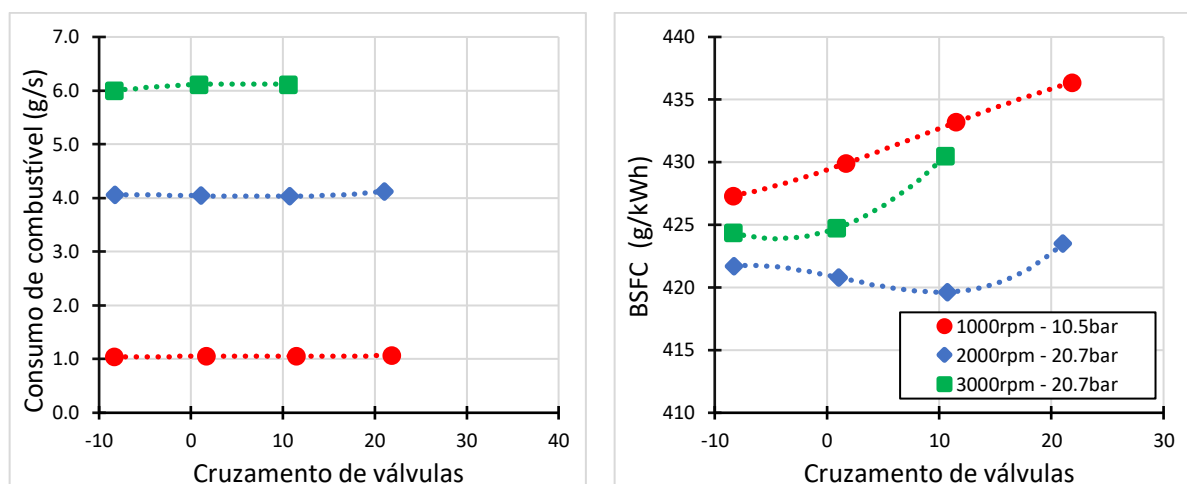




#### 4.2.3 OPERAÇÃO EM ALTA CARGA

A condição de alta carga compreende as condições máximas de carga para as rotações de 1000, 2000 e 3000 rotações atingidas pelo motor, onde é possível visualizar a elevada quantidade de massa de combustível, principalmente para as condições de 20,7 bar de pressão média efetiva de eixo, necessária para a operação estequiométrica, seguindo uma tendência de maior consumo em função do aumento do cruzamento de válvulas, o mesmo ocorre com o consumo específico de combustível, como mostra a Figura 45.

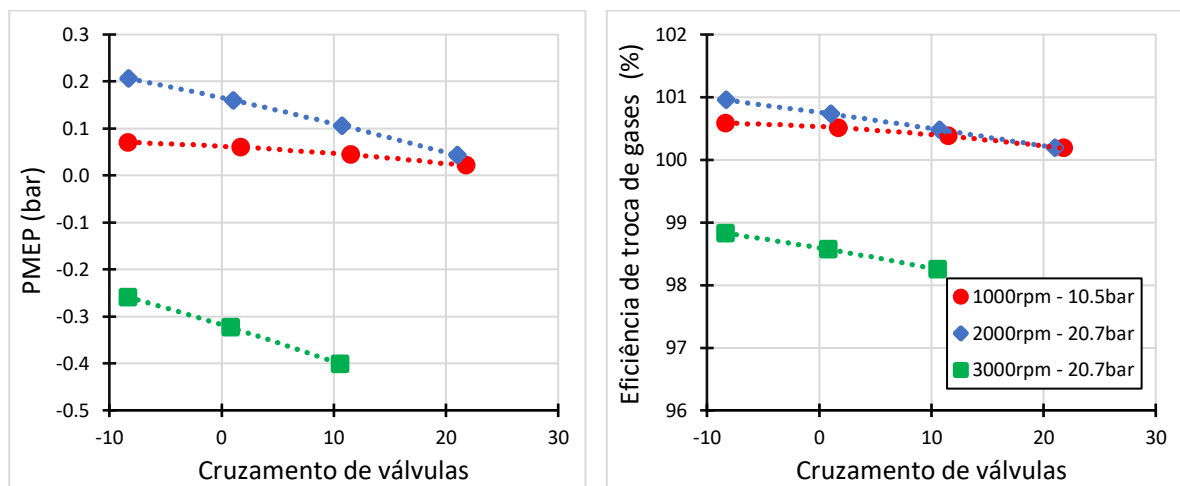
Figura 45 - Consumo de combustível e consumo específico de combustível no eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga.



Para atingir as condições de alta carga foi necessário atuar no controlador do turbocompressor, elevando a pressão de admissão para atingir as cargas de 10,5 e 20,7 bar de

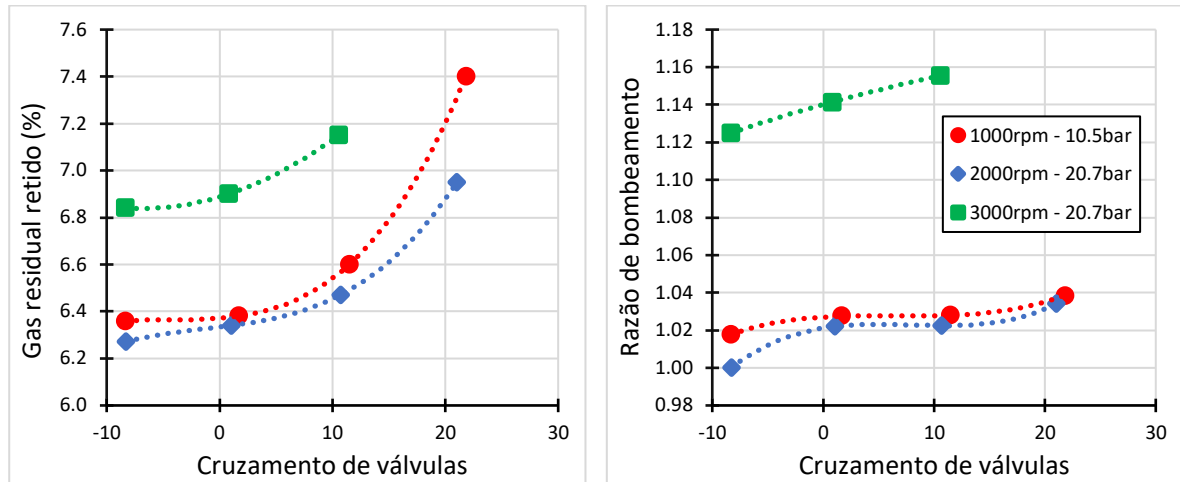
pressão média efetiva de eixo, de tal modo foi possível gerar um trabalho de bombeamento menor quando comparado as condições de baixa e média carga, além de produzir um trabalho positivo de bombeamento para a condição de carga de 20.7 bar, tanto para a rotação de 2000 quanto para 3000 rotações por minuto, como é possível visualizar na Figura 46. O efeito positivo do trabalho de bombeamento é atenuado com o aumento do cruzamento de válvulas, visto que o cruzamento de válvulas positivo proporciona uma melhor eficiência de troca de gases, aumentando a carga produzida pelo motor, de tal forma, é necessário abrir o controlador do turbo compressor para buscar a mesma condição de carga, reduzindo a pressão na admissão, reduzindo assim a pressão média efetiva indicada, bem como a eficiência de troca de gases.

*Figura 46 - Pressão média efetiva indicada de bombeamento e eficiência de troca de gases em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga.*



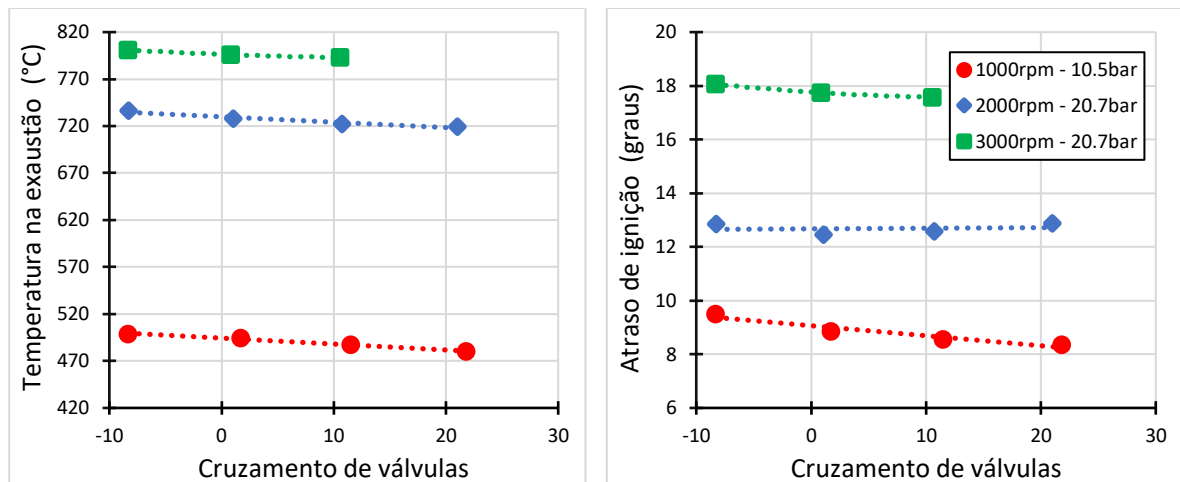
Como observado anteriormente, a fração de gás residual estimada no cilindro também aumentou em função do aumento do cruzamento de válvulas para as condições de alta carga, no entanto, em níveis menos significativos em virtude da elevada eficiência na troca de gases e da baixa razão de bombeamento, como pode ser observado na *Figura 47*, a diferença de pressão entre o sistema de exaustão e admissão é muito baixo, visto que na condição de operação de alta carga, para atingir as condições de 10,5 para 1000 rpm e 20,7bar para as condições de 2000 e 3000 rpm é necessário atingir níveis de sobre alimentação para atingir a carga desejada.

Figura 47 - Gás residual retido e razão de bombeamento em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga.



Para a condição de alta carga, em virtude da baixa concentração de gás residual, aliado a baixa razão de bombeamento e a alta eficiência no processo de troca de gases, o aumento do cruzamento de válvulas não impactou significativamente na temperatura dos gases de exaustão e no atraso de ignição.

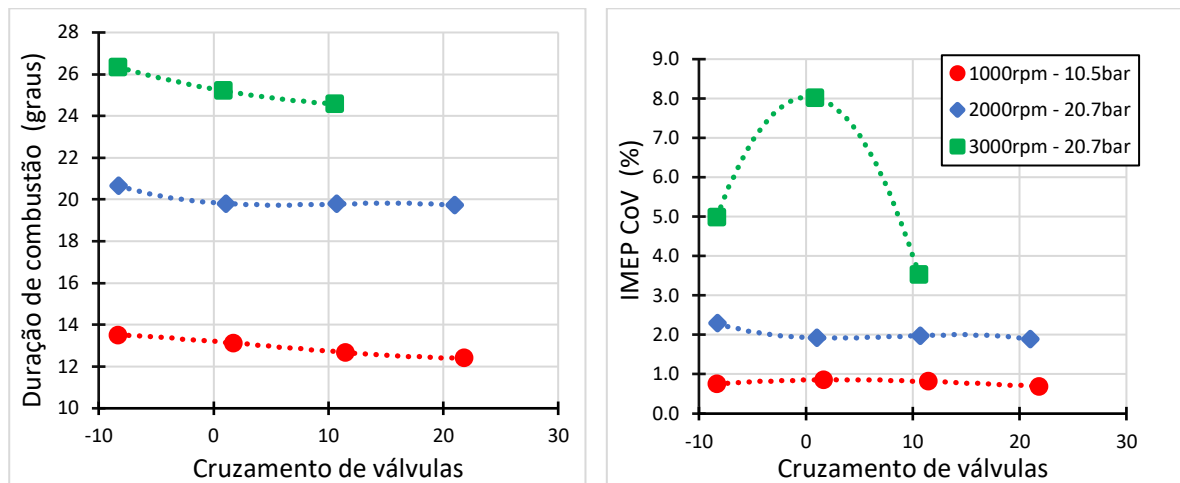
Figura 48 - Temperatura na exaustão e atraso de ignição (ângulo de ignição-CA05) em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga.



Apesar da tendência de aumento na fração de gás residual com o aumento do cruzamento de válvulas, a duração de combustão não foi deteriorada como nos casos de baixa e média carga, como mostra a Figura 49, A duração de combustão reduziu em função do aumento do cruzamento de válvulas em virtude do elevado nível da eficiência de troca de gases. A variabilidade cíclica da combustão se manteve estável para todas condições investigadas com

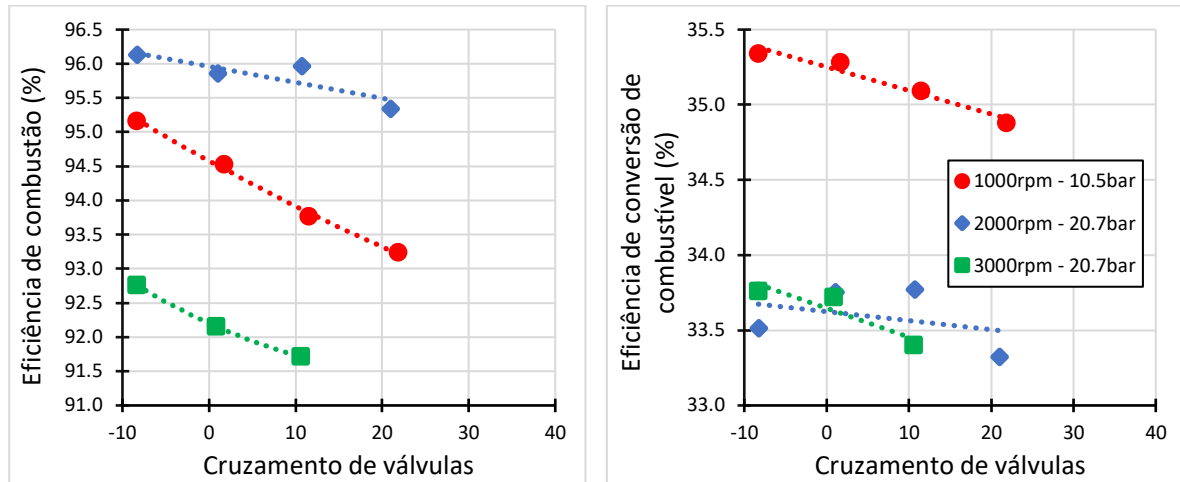
exceção do ponto de operação de 3000 rotações por minuto e 20,7 bar de pressão média efetiva no eixo, isso se deve ao atraso no ângulo de ignição para evitar a incidência de detonação, fato esse que deteriorou o processo de combustão aumentando significativamente o IMEP CoV a níveis maiores que 3%.

*Figura 49 - Duração de combustão e IMEP CoV em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga.*



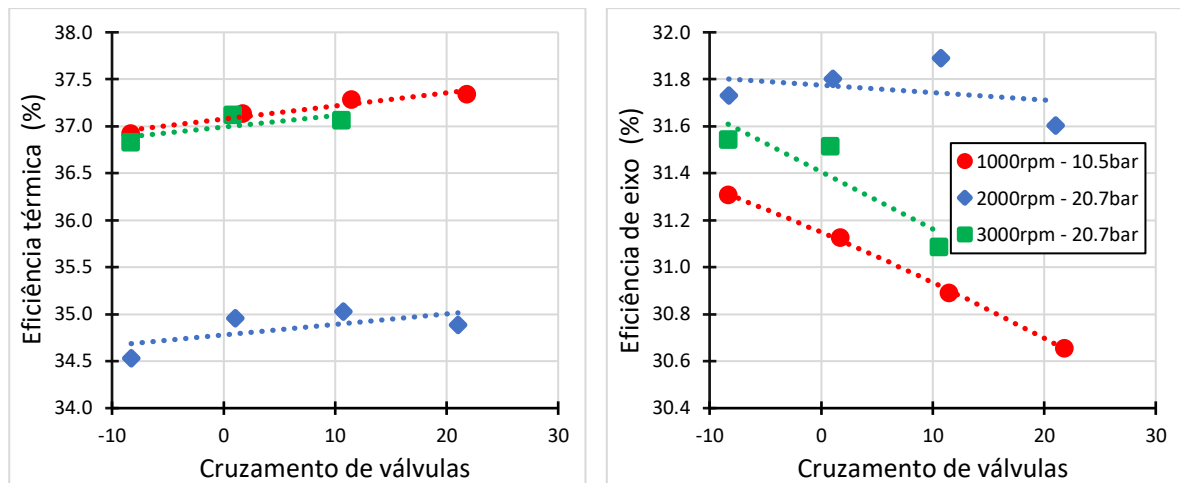
Tanto a eficiência de combustão quanto a eficiência de conversão de combustível foram prejudicadas com o aumento do período de cruzamento de válvulas, como se observa na Figura 50. O aumento do cruzamento de válvulas proporcionou uma melhor eficiência na troca de gases, aumentando o a lavagem no cilindro, no entanto, beneficiou a operação do motor aumentando sua carga sendo necessário reduzir a pressão de admissão a fim de manter a carga próxima de 10,5 e 20,7 bar de pressão média efetiva de eixo, fato esse, que provocou um aumento no trabalho de bombeamento e prejudicando a operação com cruzamentos de válvulas maiores.

Figura 50 - Eficiência de combustão e eficiência de conversão de combustível em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga.



A Figura 51 apresenta a eficiência térmica para a condição de alta carga, mostrando uma tendência de aumento com o aumento no cruzamento de válvulas associado ao aumento da fração de gás residual retido no cilindro. No entanto, a eficiência disponível no eixo foi comprometida com a estratégia utilizada neste trabalho.

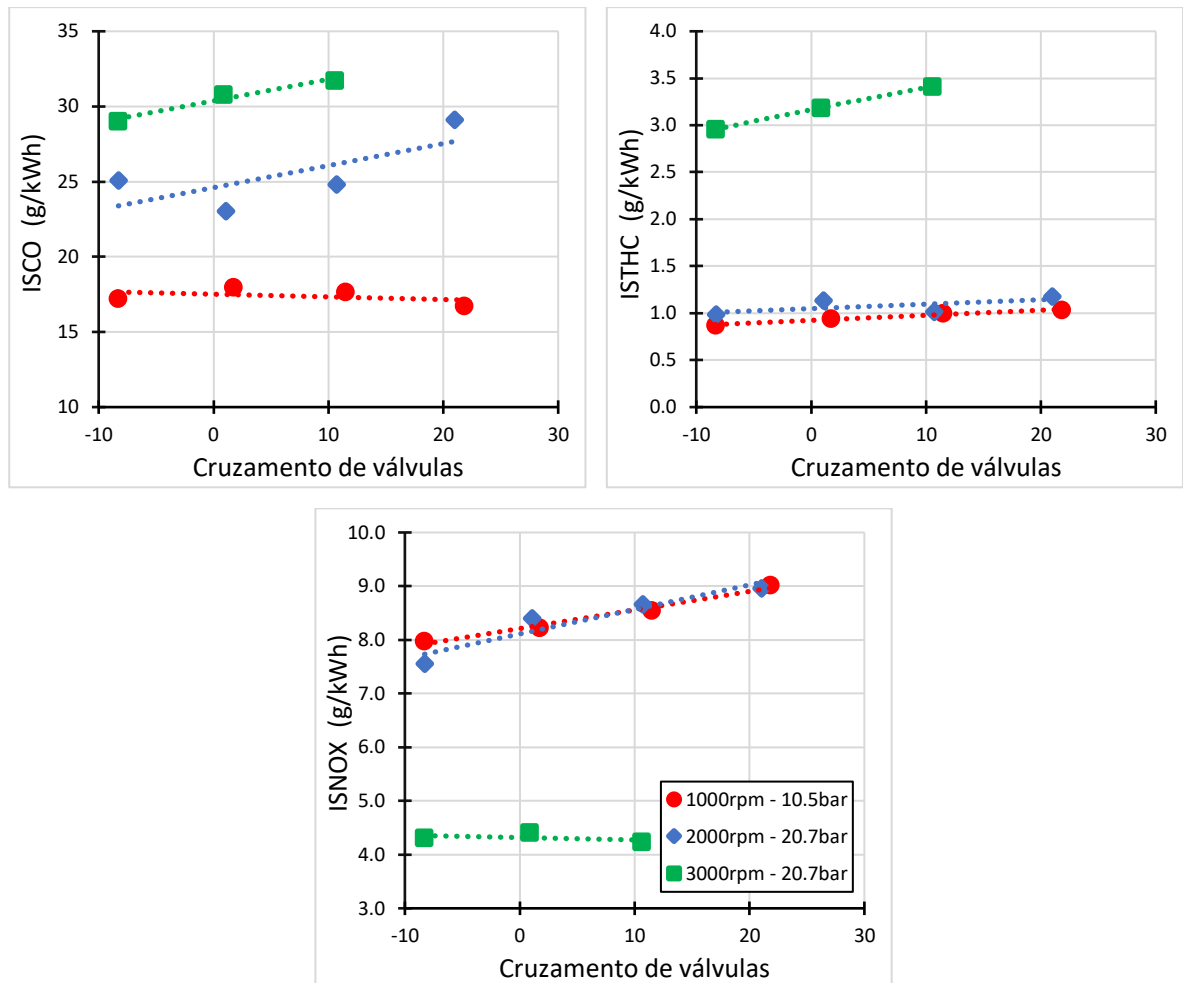
Figura 51 - Eficiência térmica e eficiência de eixo em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga.



As elevadas emissões específicas de monóxido de carbono para as condições de alta carga são resultado da instabilidade de combustão e possivelmente pela elevada quantidade de etanol que deve ser injetada, causando um efeito de arrefecimento na mistura, resultando na conversão incompleta de dióxido de carbono, devido a indisponibilidade de oxigênio para completar a reação. O aumento do cruzamento de válvulas não trouxe variações significativas

nas emissões de CO, o mesmo ocorreu com as emissões de hidrocarbonetos não queimados, com exceção da condição de 3000 rpm e 20,7 bar que foi afetada em virtude da alta instabilidade de combustão. As emissões de NOx também não tiveram mudanças significativas nas condições de alta carga.

Figura 52 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e de óxidos de nitrogênio em função do cruzamento de válvulas para condições de alta carga.



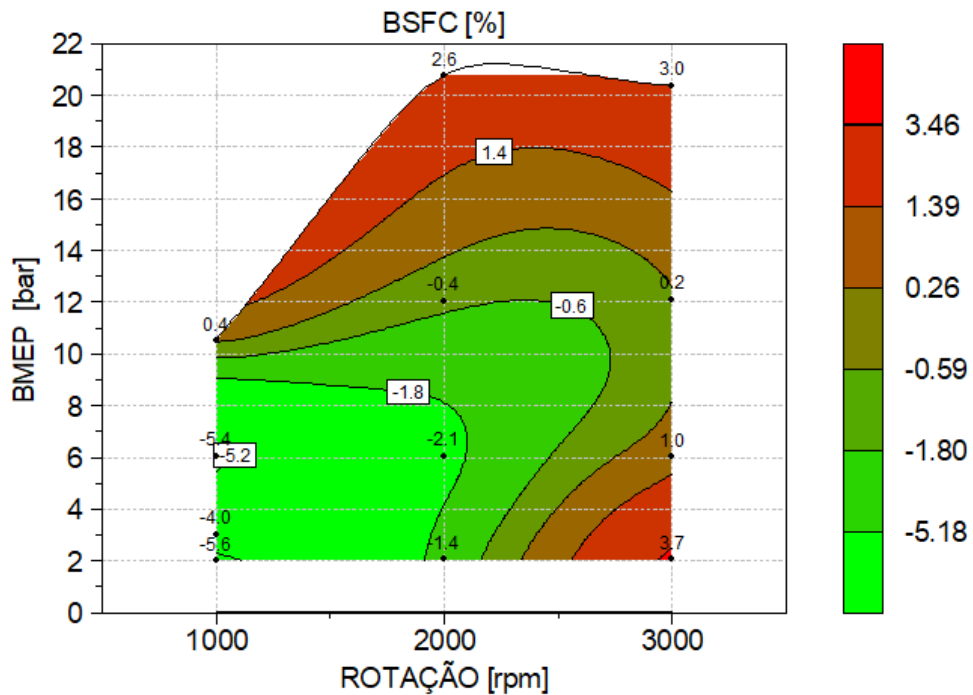
### **4.3 CALIBRAÇÃO UTILIZANDO A VARIAÇÃO SIMÉTRICA DOS COMANDOS DE VÁLVULAS**

Considerando a melhor condição de eficiência de conversão de energia para cada ponto de operação investigado nesse trabalho, através da variação simétrica dos comandos de válvula de admissão e exaustão para introduzir gases inertes da exaustão para redução no trabalho de bombeamento, foi possível obter ganhos significativos no consumo específico de combustível nas condições de baixa e média carga com a operação em elevados cruzamentos de válvulas, elevados níveis de gases residuais proporcionaram redução no trabalho de bombeamento sem comprometer a estabilidade de combustão.

As condições de 2000 e 3000 rotações por minuto e 12 bar de pressão média efetiva de eixo e a operação de alta carga se mostraram mais eficientes em condição de cruzamento de válvulas negativos, com baixa quantidade de gases residuais.

Com relação ao mapa base, ganhos no consumo específico de combustível em baixa carga são observados, sendo possível obter uma redução em torno de 5% no consumo específico de combustível entre as condições de 2 e 7 bar de bar de pressão média efetiva de eixo em 1000 rotações por minuto e modestos valores na redução do BSFC para a condição de baixa e média carga para 2000 rpm. Para as condições de operação em alta carga e em 3000 rotações por minuto é possível visualizar que a estratégia de controlar o posicionamento dos eixos de comandos de válvulas de forma simétrica resultou no aumento de consumo de combustível, como mostra a Figura 53.

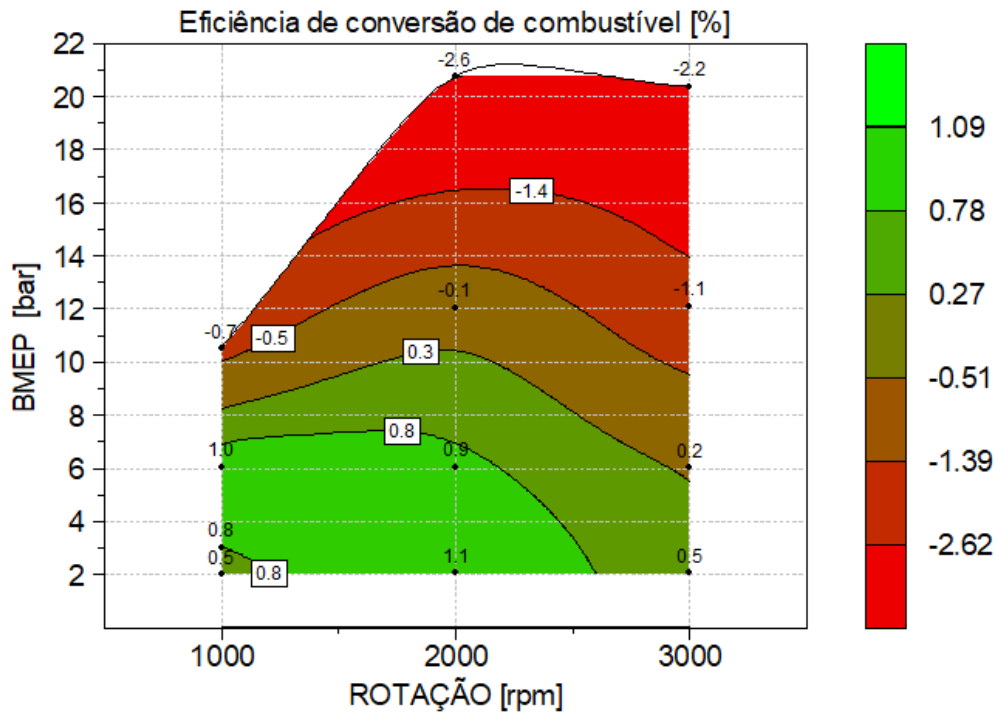
Figura 53 – Mapa comparativo de consumo específico de combustível, entre o mapa base e o mapa obtido através da estratégia de calibração definida neste trabalho.



A Figura 54 contempla as melhores eficiências de conversão de energia obtidas com a estratégia de eventos de válvulas definida nesse trabalho, seguindo a mesma tendência do consumo específico de combustível. Apesar da eficiência máxima de conversão de energia não ultrapassar os 38% obtidos na calibração base, é possível observar ganhos em eficiência para a operação em baixa carga, onde em condição de 2 bar de pressão média efetiva de eixo obteve um ganho de 1,1% de aumento na eficiência de conversão de combustível. As condições de média e alta carga foram penalizadas com a utilização da estratégia de calibração definida neste trabalho, produzindo uma eficiência de conversão de combustível inferior a condição base.

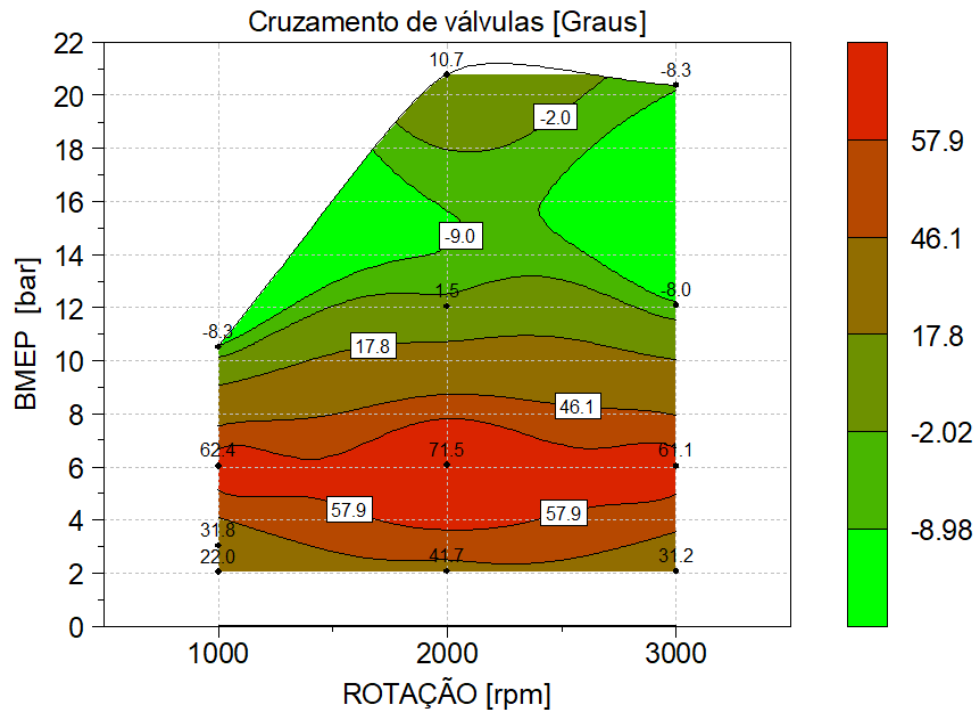


Figura 54 – Comparativo de eficiência de conversão de combustível entre o mapa base e o mapa obtido através da estratégia de calibração definida neste trabalho.



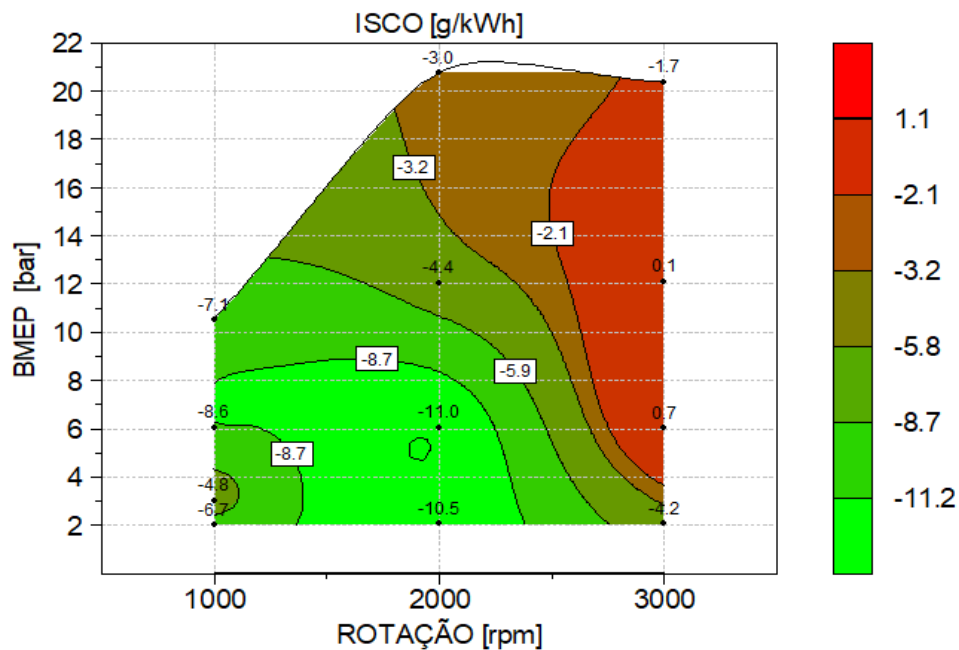
A Figura 55 mostra o mapa das condições de cruzamentos de válvulas utilizados para a obtenção da melhor eficiência de conversão de combustível, onde é possível visualizar em baixa carga, modestos cruzamentos de válvulas para manter a estabilidade de combustão em níveis aceitáveis, sem degradar a estabilidade de combustão. A medida do aumento de carga, próximo a condições de 6 bar de pressão média efetiva de eixo, foi possível operar com elevados cruzamentos de válvulas, reduzindo significativamente o trabalho de bombeamento nessa região, para todas as rotações investigadas. Em alta carga, se obteve as melhores eficiências de conversão de combustível com situações com baixo cruzamento positivo de válvulas ou até mesmo cruzamentos negativos.

Figura 55 - Mapa de cruzamento de válvulas em condição ótima de calibração para a estratégia de definida.



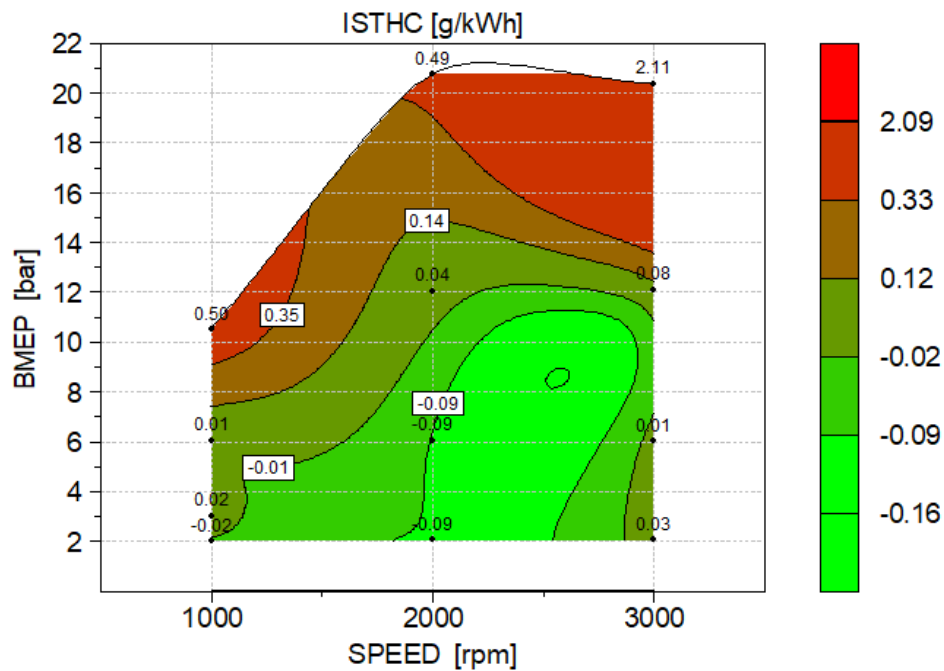
A estratégia de eventos de válvulas e adição de gases residuais adotada neste trabalho contribuiu para redução das emissões de monóxido de carbono para todas condições de operação quando comparadas com a calibração base, se observa uma redução considerável nas condições de baixas cargas como mostra a Figura 56. Com exceção das condições de operação em 3000 mil rotações por minuto, principalmente em médias e altas cargas, que se mantiveram próximas as condições da calibração base.

Figura 56 - Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono em condição ótima de cruzamento de válvulas para a estratégia de calibração definida.



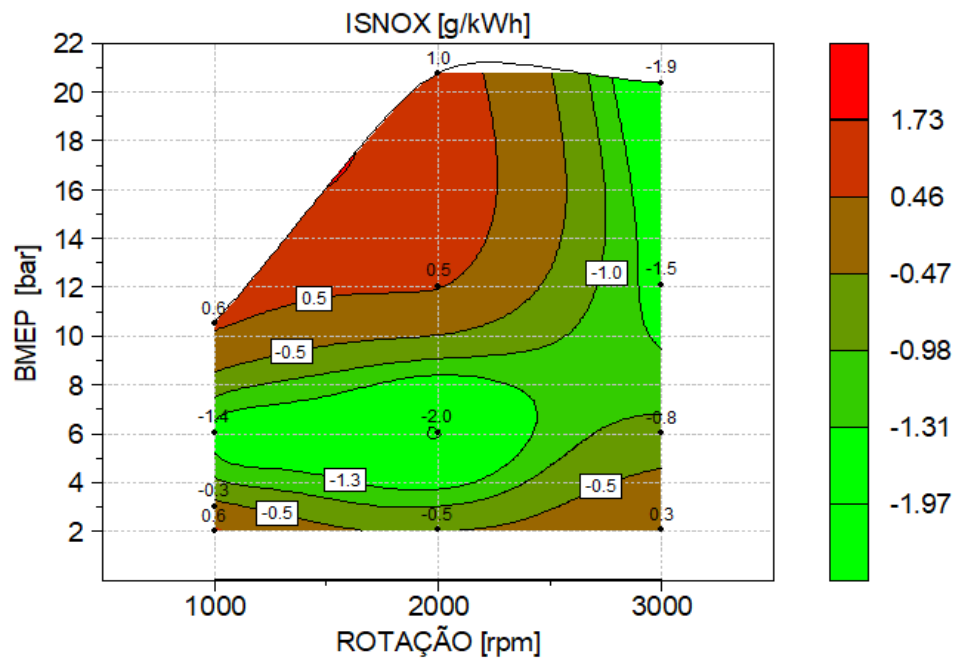
A Figura 57 mostra as emissões específicas indicadas de hidrocarbonetos não queimados para as melhores condições de eficiência de conversão de energia. Apesar da condição de elevado cruzamento de válvulas e elevada concentração de gases residuais para baixas cargas, as emissões de hidrocarbonetos não queimados não tiveram uma tendência de aumento quando comparado com a calibração base, as emissões seguiram a mesma tendência, indo de encontro com a tendência de aumento das emissões de HC com o aumento da utilização da recirculação de gases, como sugere a literatura. Isso pode estar associado a elevada velocidade de propagação de chama do motor, aliado a um ótimo projeto de construção de motor. No entanto, em alta carga, novamente pela ignição atrasada, para evitar a ocorrência de detonação, houve um aumento nas emissões de hidrocarbonetos não queimados.

Figura 57 - Emissões específicas indicadas de hidrocarbonetos não queimados em condição ótima de cruzamento de válvulas para a estratégia de calibração definida.



A utilização da diluição da mistura ar-combustível através da recirculação dos gases da exaustão promoveu uma redução nas emissões de óxidos de nitrogênio, principalmente nas condições de média carga, onde foi possível operar com elevada concentração de gases residuais, resultando assim, na redução da temperatura durante o processo de combustão. A Figura 58 mostra a diferença entre as emissões específicas de óxidos de nitrogênio para a condição base, e a melhor condição obtida através adotada neste trabalho, visando a melhor eficiência de conversão de energia.

Figura 58 - Emissões específicas indicadas de óxidos de nitrogênio em condição ótima de cruzamento de válvulas para a estratégia de calibração definida.



## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho investigou o efeito da recirculação dos gases de exaustão por meio da variação dos eventos de válvulas, utilizando a estratégia de aumento do período de cruzamento de válvulas de forma simétrica para redução no trabalho de bombeamento. Também, foi possível criar um mapa de operação com o melhor posicionamento dos eixos de comandos de válvulas, visando a máxima eficiência de conversão de energia.

Diante da elevada quantidade de testes realizados com a metodologia de teste adotada nesse trabalho, é possível concluir que:

- a) O aumento período de cruzamento de válvulas aumentou a quantidade de gás residual retido no interior do cilindro para todas as condições de operação investigadas neste trabalho.
- b) Para as condições de baixa e média carga, a maior concentração de gás residual diluiu a mistura ar-combustível com gases inertes, necessitando a abertura do controlador de carga para manter a carga alvo, proporcionando redução no trabalho de bombeamento.
- c) A duração de combustão aumentou com o aumento da fração de gás residual, aumentando a variabilidade cíclica do motor a ponto de limitar a operação com maiores cruzamento de válvulas.
- d) Foram observados atrasos de ignição maiores em virtude do aumento da quantidade de gás residual preso no cilindro, dificultando sua ignitabilidade.
- e) Elevados cruzamentos de válvulas permitiram a elevação na eficiência de troca de gases para as condições de baixa e média carga devido a maior pressão na admissão para manter a carga.
- f) Para condições de alta carga, estratégias de baixos cruzamentos de válvulas ou até mesmo a ausência de cruzamento de válvulas, com auxílio da sobre-alimentação se mostraram mais eficientes, provavelmente beneficiados pelo trabalho de bombeamento positivo.
- g) Ganhos significativos foram observados na eficiência de conversão de combustível para condições de baixa e média carga que não necessitaram do uso de sobrealimentação para atingir a carga alvo.

- h) A eficiência térmica foi otimizada com a adição de gases residuais em baixa e médias cargas em virtude da menor perda por transferência de calor.
- i) A diluição da mistura com gases residuais da exaustão reduziu a temperatura da câmara de combustão reduzindo assim, as emissões de NOx.

De forma geral, é possível afirmar que a utilização de estratégias para a recirculação de gases residual contribui consideravelmente para a redução no trabalho de bombeamento, principalmente em condições de baixa e média carga, condições essas de suma importância, visto que são condições em que os motores de ignição por centelha mais operam em ciclos urbanos.

Como sugestão para trabalhos futuros:

- a) Investigar a redução do trabalho de bombeamento com mistura pobre, combinada com a utilização de gases residuais.
- b) Estudar a utilização da Recirculação de gases residuais de forma externa.
- c) Aumentar a razão de compressão do motor para melhorar sua operação com etanol.
- d) Investigar a utilização de gases residuais e mistura estratificada.
- e) Investigar a possível operação com HCCI

## REFERÊNCIAS

- BAÊTA, 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, 858–871, 2015.
- BONATESTA, F.; ALTAMORE, G.; KALSI, J.; CARY, M. Fuel economy analysis of part-load variable camshaft timing strategies in two modern small-capacity spark ignition engines. **Applied Energy**, 164, 475–491, 2016.
- BORETTI, A. Towards 40% efficiency with BMEP exceeding 30 bar in directly injected, turbocharged, spark ignition ethanol engines. **Energy Conversion and Management**, v. 57, 154–166, 2012.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. v.1, Editora Edgard Blucher Ltda., São Paulo, 2012.
- COGO, V.; LANZANOVA, T.; DALLA NORA, M.; MARTINS, M; E. Study of exhaust re-breathing application on a DI SI engine at partial load operation. **SAE Technical Paper**, 2018-36-0129, 2018.
- CONWAY, G.; CHAMBON, P.; ALGER, T.; Opportunities for electrified internal combustion engines. **SAE Technical Paper**, 2020-01-0281, 2020.
- DE MELO, T.; MACHADO, G.; De OLIVEIRA, E.; PEREIRA BELCHIOR, C. et al. Different Hydrous Ethanol-Gasoline Blends – FTIR Emissions of a Flex-Fuel Engine and Chemical Properties of the Fuels. **SAE Technical Paper**, 2011-36-0080, 2011.
- FERGUSON, C.; KIRKPATRICK, A. **Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences**. 3. Ed. Chichester: John Wiley & Sons, Ltd, 2016.
- FOX, Jonathan W.; CHENG, Wai K.; HEYWOOD, John B. A Model For Predicting Residual Gas Fraction In Spark-Ignition Engines. **SAE Technical Papers**, 1993.
- GARCÍA, A.; MONSALVE-SERRANO, J.; MARTÍNEZ-BOGGIO, S.; WITTEK, K. Potential of hybrid powertrains in a variable compression ratio downsized turbocharged VVA Spark Ignition engine. **Energy**, v. 195, 2020.
- HEYWOOD, John. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2. Ed. Massachusetts: McGraw-Hill Education, 2018.
- HONG, H.; PARVATE-PATIL, GB.; GORDON, B. Review and analysis of variable valve timing strategies – eight ways to approach. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part D: Journal of Automobile Engineering**. v. 218(10):1179-1200, 2004.
- KIM, Y.; il KIM, W.; MIN, B.; SEO, J.; & LEE, K. Experimental investigation of combustion characteristics of ethanol–gasoline blended fuel in a T-GDI engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 208, 2022.



LANZANOVA, T. D. M., **Experimental Investigations of Anhydrous and Wet Ethanol Combustion in a Spark Ignition Engine**. 2017. Brunel University London.

LANZANOVA, T. D. M., DALLA NORA, M., MARTINS, M. E. S., MACHADO, P. R. M., PEDROZO, V. B., & Zhao, H. The effects of residual gas trapping on part load performance and emissions of a spark ignition direct injection engine fuelled with wet ethanol. **Applied Energy**, v. 253, 2019.

MALAQUIAS, A. C. T.; NETTO, N. A. D.; FILHO, F. A. R.; DA COSTA, R. B. R.; LANGEANI, M.; BAËTA, J. G. C. The misleading total replacement of internal combustion engines by electric motors and a study of the Brazilian ethanol importance for the sustainable future of mobility: a review. In **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering** (Vol. 41, Issue 12). Springer Verlag, 2019.

MALAQUIAS, A. C. T., NETTO, N. A. D., DA COSTA, R. B. R., & BAËTA, J. G. C. Combined effects of internal exhaust gas recirculation and tumble motion generation in a flex-fuel direct injection engine. **Energy Conversion and Management**, v. 217, 2020.

MAURYA, R. K. **Reciprocating Engine Combustion Diagnostics**. Cham: Springer International Publishing, 2019.

NAZARI, S.; STEFANOPOULOU, A.; SIEGEL, J.; Optimal Energy Management for a Mild Hybrid Vehicle with Electric and Hybrid Engine Boosting Systems. **IEE Transactions on vehicular Technology**, vol. 68, no. 4, pp. 3386-3399, April 2019.

PALUCH, M.; NOGA, M.; LISOWSKA, A. Increasing the Theoretical Efficiency of the Spark-Ignition Engine Cycle by Adding Inert Gas at Part-Load. **Journal of Physics: Conference Series**, 1888(1), 2021.

RODRIGUEZ, J.; CHENG W. Potential of Negative Valve Overlap for Part-Load Efficiency Improvement in Gasoline Engines. **SAE International Journal of Engines**. v.11, 2018.

SHEN X.; SHEN K.; ZHANG Z. Experimental study on the effect of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation on gasoline engine and turbocharger. **Advances in Mechanical Engineering**. November 2018.

SHIMURA, R.; WANG, X.; ZHAO, H. The Synergies of Valve Overlap Reduction and External Exhaust Gas Recirculation Dilution at Boosted Loads of a Downsized Gasoline Turbo Direct Injection Engine. **SAE International Journal of Engines**. v. 14, 2021.

SMITH, P.; CHENG, W. Assessing the Loss Mechanisms Associated with Engine Downsizing, Boosting and Compression Ratio Change. **SAE Technical Papers**. 2, 2013.

TAKAKI, D.; TSUCHIDA, H.; KOBARA, T.; AKAGI, M.; TSUYUKI, T.; NAGAMINE, M. Study of an egr system for downsizing turbocharged gasoline engine to improve fuel economy. **SAE Technical Papers**, v. 1, 2014.

WILLAND, J.; Daniel, M.; MONTEFRANCESCO, E.; GERINGER, B.; HOFMANN, P.; KIEBERGER, M. Limits on downsizing in spark ignition engines due to pre-ignition. **MTZ worldwide**. v. 70. 56-61, 2009.

WOLANY, A.; GLAHN, C.; BERNER, H; BARGENDE, M. Investigation of the Gas Exchange (Scavenging) on a Single-Scroll Turbocharged Four Cylinder GDI Engine. **SAE Technical Papers**, 2016.

XIE, H.; LI, L.; CHEN, T.; YU, W.; WANG, X.; ZHAO, H. Study on Spark Assisted Compression Ignition (SACI) Combustion With Positive Valve Overlap at Medium-High Load. **Energy**, v. 101, 2013.

YUAN, Z.; FU, J.; LIU, Q.; MA, Y.; ZHAN, Z. Quantitative study on influence factors of power performance of variable valve timing (VVT) engines and correction of its governing equation. **Energy**, 157, 314–326, 2018.

ZHAO, J., FU, R., WANG, S., XU, H., & YUAN, Z. Fuel economy improvement of a turbocharged gasoline SI engine through combining cooled EGR and high compression ratio. **Energy**, v. 239, 2022.