

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica

Davidson Victor Felisberto

**MELHORA DE DESEMPENHO DE UM MOTOR FLEX COMBINANDO RAZÃO
DE COMPRESSÃO ADEQUADA PARA O ETANOL E CICLO MILLER PARA
CONTROLE DE MASSA ASPIRADA E DETONAÇÃO**

Belo Horizonte

2019

Davidson Victor Felisberto

**MELHORA DE DESEMPENHO DE UM MOTOR FLEX COMBINANDO RAZÃO
DE COMPRESSÃO ADEQUADA PARA O ETANOL E CICLO MILLER PARA
CONTROLE DE MASSA ASPIRADA E DETONAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Rogério Jorge Amorim, PhD.

Área de concentração: Sistemas térmicos e fluidos

Belo Horizonte

2019

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

F315m Felisberto, Davidson Victor
Melhora de desempenho de um motor flex combinando razão de compressão adequada para o etanol e ciclo miller para controle de massa aspirada e detonação / Davidson Victor Felisberto. Belo Horizonte, 2019. 212 f. : il.

Orientador: Rogério Jorge Amorim
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Motores de combustão interna - Simulação por computador. 2. Automóveis - Ignição. 3. Álcool como combustível. 4. Emissões de veículos. 5. Automóveis - Motores. 6. Automóveis - Consumo de combustíveis. 7. Veículos a motor - Dispositivos de controle da poluição. I. Amorim, Rogério Jorge. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621.43

Davidson Victor Felisberto

**MELHORA DE DESEMPENHO DE UM MOTOR FLEX COMBINANDO RAZÃO
DE COMPRESSÃO ADEQUADA PARA O ETANOL E CICLO MILLER PARA
CONTROLE DE MASSA ASPIRADA E DETONAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Rogério Jorge Amorim, PhD.

Prof. Rogério Jorge Amorim, Ph.D. – PUC Minas

Prof. Sérgio de Moraes Hanriot, D.Sc. – PUC Minas

Prof. Ramon Molina Valle, D.Sc – UFMG

Belo Horizonte, 28 de Novembro de 2019

A toda comunidade acadêmica pelo esforço e dedicação em superar as imensas dificuldades na busca de colaborar com a transformação da sociedade através do ensino e conhecimento.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, à Deus. Pela luz durante a trajetória e força para concluir essa etapa. Deixo meu agradecimento especial ao orientador Rogério Jorge Amorim e ao professor Sérgio de Moraes Hanriot pelo conhecimento e incentivo durante esses anos de estudo e trabalho. Aos meus familiares por me darem condições de focar totalmente nesse projeto. Esse trabalho também é fruto do esforço de vocês. Aos amigos e colegas de Mestrado pela troca de informação, risadas e momentos de descontração que contribuíram a manter o foco e persistência no objetivo.

Registro aqui minha gratidão à PUC-MG e à Secretaria de Cultura e Assuntos Comunitários pelo incentivo, estrutura e disponibilidade de equipamento para a realização e desenvolvimento da pesquisa.

E a todos que, de alguma forma, contribuíram para a realização desse trabalho.

RESUMO

Como um dos equipamentos geradores de energia mais utilizados, motores de ignição por centelha tem sido assunto recorrente de estudos relacionados à utilização de combustíveis. Alguns dos desafios que concernem motores de combustão interna é o desenvolvimento de motores que sejam altamente eficientes e de menor impacto ambiental devido à crise energética global e à intensificação da poluição do meio ambiente. Alinhado com esse desafio, o estudo consiste em analisar, utilizando modelagem numérica, a utilização do Ciclo Miller combinado com o aumento da razão volumétrica de compressão com o objetivo de melhorar a eficiência de motores de ignição por centelha. A modelagem numérica foi feita através do software AVL Boost® 2017 para representar o funcionamento de um motor 1.6L 16v *flex fuel* utilizando etanol e gasolina como combustível em três condições de carga e nove frequências de giro do motor. Os modelos foram validados comparando os resultados da modelagem com resultados experimentais do motor base em condições de operação correspondentes às simuladas pelo software. Com um modelo validado, o Ciclo Miller foi utilizado para controle da aspirada – sem alterar a razão volumétrica de compressão. A representação do Ciclo Miller foi feita combinando a configuração da válvula borboleta em máxima abertura (WOT) com alterações no diagrama das válvulas que representassem o fechamento antecipado da válvula de admissão. Comparando os resultados desse modelo com os resultados correspondentes ao modelo de validação, o consumo médio específico apresentou reduções médias de 4,6% para o etanol e 5,2% para a gasolina. Por fim, aumentando a razão volumétrica de compressão de 10,5:1 para 14,5:1 e utilizando o Ciclo Miller para controle da massa aspirada pelo motor e contenção da detonação, o modelo de Ciclo Miller apresentou redução média do consumo específico de combustível de 10,3% para o etanol e 8,0% para a gasolina comparado com o modelo de validação.

Palavras-chave: Motor de combustão interna. Razão volumétrica de compressão. Ciclo Miller. Motor flex fuel. Etanol. Gasolina.

ABSTRACT

As one of the most commonly used energy equipment, spark-ignition engines have attracted increasing attentions on its fuel usage. Some of the main challenges related to internal combustion engines are the development of highly efficient and environmental friendly engines by reason of global energy crisis and intensifying environment pollution. These factors encouraged the research into Miller Cycle, early intake valve closing and increased compression ratio in order to improve spark-ignition engines efficiency. This report shows an analysis through numerical modeling on performance parameters of a 1.6L 16v flex fuel using ethanol and gasoline as fuel on three load conditions and nine engine speed. The models were validated by comparing modeling results with base engine experimental results on corresponding operation conditions. Using these validated models, Miller Cycle was applied to control aspirated mass – with no changes on compression ratio. Miller Cycle's representation was done by setting throttle valve on WOT and changing valve diagram in order to represent early intake valve closing. Comparing this model results with corresponding validation model, specific fuel consumption showed mean reductions of 4.6% for ethanol and 5.2% for gasoline. Afterwards, increasing compression ration from 10.5:1 to 14.5:1 and applying Miller Cycle to control aspirated mass and to suppress knocking, Miller Cycle model showed mean reductions on specific fuel consumption of 10.3% for ethanol and 8.0% for gasoline compared to validation model.

Keywords: Internal combustion engine. Compression ratio. Miller Cycle. Flex fuel engine. Ethanol. Gasoline.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ações relacionadas à indústria automotiva.....	36
Figura 2 - Geometria básica de um motor alternativo de combustão interna.....	42
Figura 3 - Diagrama PxV de um Ciclo Otto real.....	45
Figura 4 - Esquemática de um dinamômetro	47
Figura 5 - Diagrama PxV de um Ciclo de ar-padrão Otto ideal.....	52
Figura 6 - Eventos em um motor quatro tempos ignição por centelha.....	54
Figura 7 - Diagrama PxV de um Ciclo Atkinson	55
Figura 8 - Diagrama PxV de um Ciclo Miller.....	56
Figura 9 - Autoignição durante combustão em motor de ignição por centelha.....	59
Figura 10 - VVT e as diversas possibilidades de mapeamento de válvula.....	61
Figura 11 - Esquemática dos componentes do sistema MultiAir®	62
Figura 12 - Ajustes de diagrama das válvulas MultiAir®.....	63
Figura 13 - Balanço de energia no cilindro	64
Figura 14 - Fluxograma geral do estudo.....	87
Figura 15 - Diagrama de blocos utilizado como modelo.....	90
Figura 16 - Fluxograma para configuração do modelo de validação	91
Figura 17 - Fluxograma de configuração do modelo para aplicação do Ciclo Miller.....	92
Figura 18 - Fluxograma para configuração do modelo com Rc otimizada e Ciclo Miller.....	94
Figura 19 - Simulation tasks.....	135
Figura 20 - Boost Gas Properties Tool	136
Figura 21 - Engine	137
Figura 22 - System Boundary.....	137
Figura 23 - Air Cleaner.....	138
Figura 24 - Throttle	139
Figura 25 - Plenum	140
Figura 26 - Injector.....	141
Figura 27 - Restriction.....	141
Figura 28 - Cyclinder.....	142
Figura 29 - Cylinder - Valve Port Specifications	143
Figura 30 - Junction.....	143
Figura 31 - Catalyst	144
Figura 32 - Pipes A.....	145

Figura 33 - Pipes B	146
Figura 34 - Pipes C	147
Figura 35 - Parameters.....	148
Figura 36 - Diagrama da válvula de escape.....	165
Figura 37 - Diagrama da válvula de admissão original.....	166
Figura 38 - Diagrama da válvula de admissão 14 DPMI	167
Figura 39 - Diagrama da válvula de admissão 6 DPMI	168
Figura 40 - Diagrama da válvula de admissão 8 APMI	169
Figura 41 - Diagrama da válvula de admissão 10 APMI	170
Figura 42 - Diagrama da válvula de admissão 12 APMI	171
Figura 43 - Diagrama da válvula de admissão 14 APMI	172
Figura 44 - Diagrama da válvula de admissão 18 APMI	173
Figura 45 - Diagrama da válvula de admissão 20 APMI	174
Figura 46 - Diagrama da válvula de admissão 24 APMI	175
Figura 47 - Diagrama da válvula de admissão 26 APMI	176
Figura 48 - Diagrama da válvula de admissão 28 APMI	177
Figura 49 - Diagrama da válvula de admissão 30 APMI	178
Figura 50 - Diagrama da válvula de admissão 32 APMI	179
Figura 51 - Diagrama da válvula de admissão 34 APMI	180
Figura 52 - Diagrama da válvula de admissão 36 APMI	181
Figura 53 - Diagrama da válvula de admissão 38 APMI	182
Figura 54 - Diagrama da válvula de admissão 42 APMI	183
Figura 55 - Diagrama da válvula de admissão 44 APMI	184
Figura 56 - Diagrama da válvula de admissão 46 APMI	185
Figura 57 - Diagrama da válvula de admissão 48 APMI	186
Figura 58 - Diagrama da válvula de admissão 50 APMI	187
Figura 59 - Diagrama da válvula de admissão 52 APMI	188
Figura 60 - Diagrama da válvula de admissão 54 APMI	189
Figura 61 - Diagrama da válvula de admissão 56 APMI	190
Figura 62 - Diagrama da válvula de admissão 58 APMI	191
Figura 63 - Diagrama da válvula de admissão 60 APMI	192
Figura 64 - Diagrama da válvula de admissão 64 APMI	193
Figura 65 - Diagrama da válvula de admissão 66 APMI	194
Figura 66 - Diagrama da válvula de admissão 68 APMI	195

Figura 67 - Diagrama da válvula de admissão 70 APMI	196
Figura 68 - Diagrama da válvula de admissão 72 APMI	197
Figura 69 - Diagrama da válvula de admissão 76 APMI	198
Figura 70 - Diagrama da válvula de admissão 80 APMI	199
Figura 71 - Diagrama da válvula de admissão 86 APMI	200
Figura 72 - Diagrama da válvula de admissão 88 APMI	201
Figura 73 - Diagrama da válvula de admissão 90 APMI	202
Figura 74 - Diagrama da válvula de admissão 92 APMI	203
Figura 75 - Diagrama da válvula de admissão 94 APMI	204

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Resultados Modelo de Validação Etanol	96
Gráfico 2 - Resultados Modelo de Validação Gasolina	98
Gráfico 3 - Modelo EIVC - Etanol 4000 rpm Carga C	100
Gráfico 4 - Resultados Modelo EIVC - Etanol	102
Gráfico 5 - Modelo EIVC - Gasolina 4000 rpm Carga C.....	104
Gráfico 6 - Resultados Modelo EIVC - Gasolina.....	106
Gráfico 7 - Octane Number - Determinação da Rc adequada para o etanol	109
Gráfico 8 - Modelo Ciclo Miller - Etanol 4000 rpm Carga A.....	111
Gráfico 9 - Modelo Ciclo Miller - Etanol 4000 rpm Carga C	112
Gráfico 10 - Resultados Modelo Ciclo Miller - Etanol	113
Gráfico 11 - Modelo Ciclo Miller - Gasolina 4000 rpm Carga A	117
Gráfico 12 - Modelo Ciclo Miller - Gasolina 4000 rpm Carga C	118
Gráfico 13 - Resultados Modelo Ciclo Miller - Gasolina	119

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Composição e características dos combustíveis simulados.....	83
Quadro 2 - Valores das constantes Knock Model	85
Quadro 3 - Condições de operação e referências dos modelos simulados	87
Quadro 4 - Características geométricas do motor base	88
Quadro 5 - Plano de simulações	89
Quadro 6 - Case Set - Modelo de Validação Etanol Carga A	149
Quadro 7 - Case Set - Modelo de Validação Etanol Carga B.....	150
Quadro 8 - Case Set - Modelo de Validação Etanol Carga C.....	151
Quadro 9 - Case Set - Modelo de Validação Gasolina Carga A.....	152
Quadro 10 - Case Set - Modelo de Validação Gasolina Carga B.....	153
Quadro 11 - Case Set - Modelo de Validação Gasolina Carga C.....	154
Quadro 12 - Case Set - Modelo EIVC Etanol Carga B	155
Quadro 13 - Case Set - Modelo EIVC Etanol Carga C	156
Quadro 14 - Case Set - Modelo EIVC Gasolina Carga B	157
Quadro 15 - Case Set - Modelo EIVC Gasolina Carga C	158
Quadro 16 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Etanol Carga A	159
Quadro 17 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Etanol Carga B.....	160
Quadro 18 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Etanol Carga C.....	161
Quadro 19 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Gasolina Carga A.....	162
Quadro 20 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Gasolina Carga B.....	163
Quadro 21 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Gasolina Carga C.....	164

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Diferenças percentuais - Modelo de Validação Etanol	97
Tabela 2 - Diferenças percentuais - Modelo de Validação Gasolina	99
Tabela 3 - Diferenças percentuais - Modelo EIVC - Etanol.....	103
Tabela 4 - Diferenças percentuais - Modelo EIVC - Gasolina.....	107
Tabela 5 - Octane Number - Determinação da Rc adequada para o etanol.....	109
Tabela 6 - Diferenças percentuais - Modelo Ciclo Miller - Etanol	114
Tabela 7 - Diferenças percentuais - Modelo Ciclo Miller - Gasolina	121
Tabela 8 - Resultados experimentais - Etanol	205
Tabela 9 - Resultados experimentais - Gasolina	206
Tabela 10 - Resultados Modelo de Validação - Etanol	207
Tabela 11 - Resultados Modelo de Validação - Gasolina	208
Tabela 12 - Resultados Modelo EIVC - Etanol.....	209
Tabela 13 - Resultados Modelo EIVC - Gasolina	210
Tabela 14 - Resultados Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5;1 - Etanol	211
Tabela 15 - Resultados Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5;1 - Gasolina.....	212

LISTA DE SÍMBOLOS

a	raio do virabrequim [m];
r	comprimento da biela [m];
B	diâmetro do cilindro [m];
S	curso do pistão[m];
s	posição do pistão [m];
V_t	volume máximo do cilindro [m ³];
V_c	volume da câmara de combustão [m ³];
V_d	volume deslocado [m ³];
α	ângulo do virabrequim [°];
$\overline{S_p}$	velocidade média do pistão [m/s];
N	frequência de giro do motor [rev/min];
R_{bs}	razão de diâmetro por curso [-];
R_c	razão volumétrica de compressão [-];
W	trabalho [J];
p	pressão no cilindro [Pa];
V	Volume [m ³];
m	massa [kg];
v	volume específico [m ³ /kg];
w	trabalho específico [J/kg];
F	força [N];
b	distância [b];
T	torque [N.m];
P	potência [W];
P_{eixo}	potência no eixo [W];
P_i	potência indicada [W];
W_i	trabalho indicado [J];
n_r	número de revoluções por ciclo [-];
P_f	potência de atrito [W];
η_m	eficiência mecânica [-];
A/F	razão ar-combustível [-];
m_a	massa de ar [g];

m_f	massa de combustível [g];
\dot{m}_a	vazão mássica de ar [g/s];
\dot{m}_f	vazão mássica de combustível [g/s];
$(A/F)_{stoich}$	razão ar-combustível estequiométrica [-];
λ	razão de equivalência [-];
η_{cc}	eficiência de conversão de combustível [-];
Q_{in}	calor introduzido no sistema [kJ];
γ	coeficiente politrópico [-];
c_p	calor específico a pressão constante [J/kg.K];
c_v	calor específico a volume constante [J/kg.K];
η_v	eficiência volumétrica [-];
ρ	densidade [kg/m ³];
η_{th}	eficiência térmica [-];
γ	coeficiente politrópico [-];
c_p	calor específico a pressão constante [J/kg.K];
c_v	calor específico a volume constante [J/kg.K];
R_e	razão volumétrica de expansão [-];
u	energia interna específica [J/kg];
h	entalpia específica [J/kg];
q_{ev}	calor específico de evaporação do combustível [J/kg];
f	fração do calor de evaporação da massa de gases no cilindro [-];
x_b	fração da massa queimada [-];
ON	<i>octane number</i> [-];
T	temperatura [K].

LISTA DE ABREVIATURAS

APMI	antes do ponto morto inferior;
APMS	antes do ponto morto superior;
AVA	abertura da válvula de admissão;
AVE	abertura da válvula de escape;
CEC	consumo específico de combustível;
CVI	<i>closed valve injection</i> ;
CVVL	<i>continuous variable valve lift</i> ;
CVVT	<i>continuous variable valve timing</i> ;
DPMI	depois do ponto morto inferior;
DPMS	depois do ponto morto superior;
EIVC	fechamento antecipado da válvula de admissão (<i>early intake valve closing</i>);
FVA	fechamento da válvula de admissão;
FVE	fechamento da válvula de escape;
KLCR	<i>knock-limited compression ratio</i> ;
IAD	índice antidetonante;
LIVC	fechamento tardio da válvula de admissão (<i>late intake valve closing</i>);
LIVO	abertura tardia da válvula de admissão (<i>late intake valve opening</i>);
LDI	limite de detonação inferior;
MBT	ponto ótimo de ignição (<i>maximum brake torque</i>);
MFB	fração de massa queimada (<i>mass fraction burned</i>);
MON	motor octane number;
OVI	<i>open valve injection</i> ;
pci	poder calorífico inferior;
PMB	pressão média de bombeamento;
PME	pressão média efetiva (no eixo);
pmi	pressão média indicada;
PMI	ponto morto inferior;
PMS	ponto morto superior;
RON	research octane number;
VVT	variador de fase de válvula (<i>variable valve timing</i>);
WOT	borboleta totalmente aberta (<i>wide open throttle</i>).

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	35
1.1 Objetivo Geral	37
1.2 Objetivos Específicos.....	37
1.3 Justificativa	38
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	41
2.1 Características geométricas	41
2.2 Parâmetros de desempenho	44
2.2.1 Trabalho	44
2.2.2 Torque e potência no eixo	46
2.2.3 Pressão média efetiva	48
2.2.4 Eficiência mecânica	48
2.2.5 Razão ar/combustível.....	49
2.2.6 Consumo específico de combustível.....	49
2.2.7 Eficiência de conversão de combustível.....	50
2.2.8 Eficiência volumétrica.....	50
2.3 Ciclos aplicados a motores de combustão interna	51
2.3.1 Ciclo padrão de ar Otto	51
2.3.2 Ciclo Otto	53
2.3.3 Ciclo Atkinson.....	55
2.3.4 Ciclo Miller	56
2.4 Combustão em motores de ignição por centelha	57
2.4.1 Detonação	58
2.5 Octanagem.....	59
2.6 Variador de fase de válvulas.....	60
2.6.1 MultiAir®.....	61
2.7 Modelagem de motores	63
2.7.1 Equações de conservação no cilindro	63
2.7.2 Simulação de ciclo do motor	65
2.7.2.1 Modelo de combustão.....	66
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	67
3.1 Etanol e aumento da razão volumétrica de compressão	67
3.2 Comando de válvulas	71

3.3 Ciclo Miller.....	74
3.4 Resumo da Revisão Bibliográfica.....	78
4 METODOLOGIA.....	81
4.1 Materiais.....	81
4.1.1 AVL Boost®	81
<u>4.1.1.1 Modelo de motor</u>	81
<u>4.1.1.2 Representação das espécies</u>	82
<u>4.1.1.3 Seleção dos componentes do combustível</u>	82
<u>4.1.1.4 Modelo de combustão Vibe de duas zonas</u>	83
4.1.1.4.1 Knock Model	85
<u>4.1.1.5 Pós-processamento</u>	86
4.2 Procedimento	86
4.2.1 Modelos de validação.....	88
4.2.2 Modelos EIVC.....	92
4.2.3 Modelos Ciclo Miller	93
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	95
5.1 Simulações do modelo de validação etanol.....	95
5.2 Simulações do modelo de validação gasolina	97
5.3 Simulações do modelo EIVC etanol	99
5.4 Simulações do modelo EIVC gasolina	104
5.5 Determinação da razão volumétrica de compressão adequada para o etanol.....	108
5.6 Simulações do modelo Ciclo Miller etanol	110
5.7 Simulações do modelo Ciclo Miller gasolina.....	116
6 CONCLUSÃO.....	123
6.1 Trabalhos futuros	125
REFERÊNCIAS	127
APÊNDICE A - Dados de entrada AVL Boost®	135
APÊNDICE B - Case Sets	149
APÊNDICE C - Diagramas de válvula	165
APÊNDICE D – RESULTADOS PARÂMETROS.....	205

1 INTRODUÇÃO

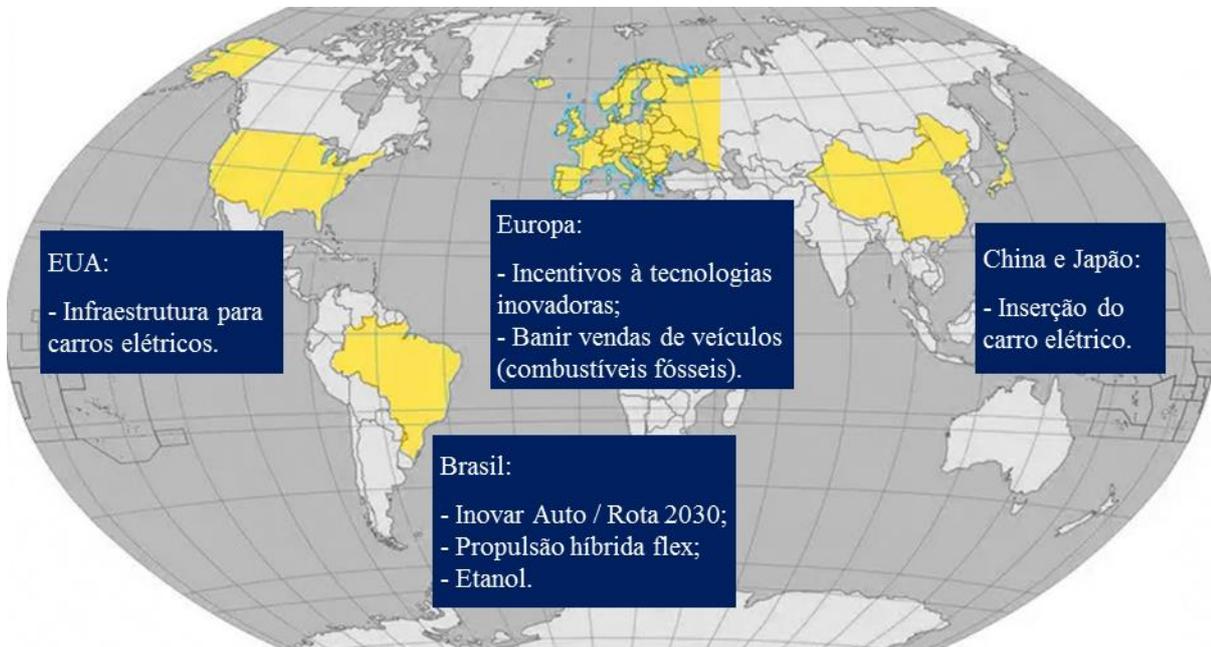
Com a crescente ponderação do impacto das atividades humanas no meio ambiente, como poluição do ar, aquecimento global e esgotamento de fontes de energia, o desenvolvimento de veículos tem exigido o aperfeiçoamento e implementação de tecnologias que visam amenizar os efeitos negativos do uso de automóveis. Apesar do aprimoramento de propulsores elétricos e híbridos, ainda há uma forte demanda por veículos equipados com motores de combustão interna. (MITO et al., 2012). O uso de energia sustentável e a preservação ambiental são razões contínuas para inovações em propulsores veiculares. Dessa forma, o desafio da indústria automotiva passou a ser o desenvolvimento de motores com maior eficiência de consumo de combustível e que apresentem menores índices de emissão de poluentes. Motores modernos que atendem essas exigências usualmente combinam uma ampla variedade de tecnologias em seus conceitos. (WURZENBERGER et al., 2013) (CHAN et al., 2013).

Estudos experimentais são regularmente utilizados para identificação de parâmetros operacionais de funcionamento de motores assim como a sua viabilidade. Entretanto, tais estudos exigem alto investimento em manutenção e operação de equipamentos, instalações e especialistas, sem mencionar o risco de, por exemplo, perda de material ou avaria de equipamento. O uso de modelos matemáticos para representação de funcionamento de motores permite estudos detalhados e extensos, além de permitir a otimização de parâmetros e configuração de variáveis operacionais com a maior parte do investimento relacionada à aquisição de equipamentos e licença de uso de software. (FARIA et al., 2017).

Legislações mais restritas de emissão de poluentes, em conjunto com preocupação da influência da atividade humana no meio ambiente, contribuem para o desenvolvimento e uso de tecnologias que visam melhorar a eficiência de motores. A Figura 1 ilustra algumas ações que estão sendo tomadas em diversas regiões do mundo. A União Europeia oferece incentivos para montadoras que equipam veículos novos com tecnologias inovadoras que reduzem a emissão de gases poluentes. (CHIARA, DEFLORIO e EID, 2019). O carro elétrico está sendo inserido em mercados como União Europeia, Estados Unidos, Japão e China. Além disso, o conceito 100% elétrico vem direcionando as novas estratégias de negócios das montadoras e mudando seus portfólios. (REIS, 2019). Ainda na Europa, países como Noruega, Holanda, Reino Unido e França tomam iniciativas que visam banir vendas de veículos que utilizam apenas combustíveis fósseis ainda na primeira metade do século XXI. Nos Estados Unidos, o estado da Califórnia já está se estruturando para oferecer uma infraestrutura capaz de atender

veículos elétricos a fim de reduzir o número de veículos movidos a combustíveis fósseis das ruas do estado. (MUOIO, 2017).

Figura 1 - Ações relacionadas à indústria automotiva



Fonte: Elaborada pelo autor

No Brasil, há incentivos por parte do governo como os programas Inovar Auto e, mais recente, o Rota 2030, sendo que o incentivo de uma maior eficiência energética de automóveis está atrelado a incentivos fiscais. (GUTIERREZ, 2018). Considerando o uso de combustíveis líquidos, o Brasil possui uma matriz energética renovável e sustentável devido ao etanol. Além disso, o etanol oriundo da cana-de-açúcar tem o potencial de reduzir a emissão de gases poluentes em até 80% quando comparado com a gasolina (SOUZA et al., 2018). As perspectivas para a ampliação do uso do etanol são promissoras, dado o esforço de produtores do combustível e das fabricantes de veículos. Pelo lado dos produtores, há condições de produzir combustíveis de modo mais eficiente e com oferta estável e previsível. Do lado da indústria de veículos, também há um empenho para aumentar a eficiência energética da combustão do etanol com o objetivo de atender as regulamentações de emissões, como é o caso do Rota 2030. (REIS, 2019). Ainda em território nacional, estudos visando o desenvolvimento da tecnologia *flex fuel* aliada a veículos híbridos (POLI USP, 2017) contribuíram para o desenvolvimento do primeiro veículo com propulsão híbrida flex do mundo, com a perspectiva de ser o automóvel movido a etanol mais eficiente do Brasil e o híbrido mais limpo do mundo. (TOYOTA, 2019). Também em território nacional, está sendo

concebido um motor para uso otimizado do etanol com o objetivo de atingir alta eficiência energética e baixo impacto ambiental. (FCA, 2019).

Não obstante, o etanol apresenta características importantes que podem contribuir para o aumento do rendimento do motor e sua conseqüente redução no consumo. O calor latente de vaporização, que é a energia necessária para que uma substância em estado líquido se evapore, é consideravelmente maior para o etanol. Associando essa característica à maior quantidade de combustível injetada por ciclo, pode-se reduzir consideravelmente a temperatura da massa de ar mais combustível que entra na câmara de combustão. Ao se reduzir a temperatura da massa admitida, antes da compressão, a temperatura em todo o ciclo também se reduz, diminuindo sensivelmente a propensão à detonação. Ao se evitar a detonação, o avanço de ignição pode ser calibrado para o ponto de maior eficiência, aproveitando-se ao máximo a energia disponível. (BAËTA et al., 2006)

1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho foi estudar os efeitos no desempenho da aplicação do Ciclo Miller combinado com uma razão volumétrica de compressão adequada para o uso do etanol, tanto para o uso de etanol quanto gasolina como combustível. Os experimentos foram realizados através de modelos de simulação que representam o funcionamento de um motor de combustão interna desenvolvidos através do software AVL Boost®. A aplicação do Ciclo Miller foi representada através da mudança do tempo de fechamento da válvula de admissão, modificando o tempo de fechamento para controle da massa aspirada pelo motor e contenção da detonação.

1.2 Objetivos Específicos

A fim de atingir o objetivo geral do trabalho, os seguintes objetivos específicos foram determinados:

- a) Desenvolver um modelo de simulação, com auxílio do software AVL Boost®, que represente o funcionamento de um motor de combustão interna em condições de operação similares de um teste em bancada;
- b) Comparar o resultado das simulações com o resultado experimental e validar o modelo de simulação;

- c) Determinar uma metodologia que represente a alteração do tempo de fechamento da válvula de admissão;
- d) Elaborar um modelo de simulação que represente a mudança do tempo de fechamento da válvula de admissão para controle de massa aspirada;
- e) Comparar os resultados do modelo de validação com o modelo EIVC;
- f) Determinar a razão volumétrica de compressão adequada para o uso do etanol através do modelo de validação sem alteração do diagrama da válvula de admissão;
- g) Elaborar um modelo de simulação que combine a razão volumétrica de compressão adequada para o uso do etanol com Ciclo Miller para controle da massa aspirada pelo motor e contenção da detonação;
- h) Comparar os resultados da simulação do modelo de Ciclo Miller os resultados do modelo de simulação com características originais do motor base.

1.3 Justificativa

A justificativa do estudo é a busca de um motor de combustão interna *flex fuel* adequado para o uso do etanol. O emprego do etanol na propulsão é uma vantagem comparativa do Brasil, pois conta com tecnologia e condições climáticas para a produção competitiva do etanol a partir da cana-de-açúcar, além de possuir estrutura eficiente de distribuição do combustível. Por ser um combustível renovável, o uso do etanol está alinhado aos esforços da comunidade mundial na busca de alternativas menos nocivas ao meio ambiente. Dessa forma, o motor pode se apresentar como uma alternativa ao uso de motores *flex fuel* convencionais e até mesmo ser utilizado em sistemas híbridos. O aspecto inovador do estudo é combinar o uso adequado de um combustível renovável (etanol) com a aplicação de um ciclo eficiente (Ciclo Miller). Além disso, o método convencional de controle de massa aspirada pelo motor é comparado com um método que não exige o uso da válvula borboleta para controle da massa aspirada pelo motor.

Devido ao maior número de octanas, o etanol apresenta maior resistência à detonação, se comparado com a gasolina, possibilitando operações com razão volumétrica de compressão mais elevadas. Entretanto, tais operações com o uso de gasolina podem causar o fenômeno da detonação, devido às condições de alta pressão e temperatura, prejudicando a combustão e, conseqüentemente, a eficiência do ciclo. A aplicação do Ciclo Miller, através do fechamento antecipado da válvula de admissão, permite tanto o controle da massa aspirada pelo motor – substituindo a válvula borboleta – quanto para a contenção da detonação – reduzindo a razão

volumétrica de compressão efetiva. A manipulação da válvula de admissão é uma técnica já introduzida nos motores de combustão interna e no caso do Brasil, a aplicação dessa tecnologia pode melhorar a eficiência dos motores *flex fuel* adequando-os para o uso do etanol, uma vez que o combustível suporta uma maior razão volumétrica de compressão. Entretanto, espera-se uma redução do desempenho com o uso da gasolina devido à alta razão volumétrica de compressão. Por isso a importância de um trabalho com o objetivo de se estudar o comportamento de um motor com essas características para que, então, haja dados para análises futuras do desempenho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A função de um motor de combustão interna é fornecer energia mecânica a partir da energia química de um combustível. Essa energia química é transformada em energia térmica através da combustão dos gases no interior do motor. Os reagentes e produtos da combustão são considerados fluidos de trabalho. A transferência de energia é feita diretamente entre os fluidos de trabalho e os componentes do motor. (HEYWOOD, 1988).

Com o intuito de facilitar a compreensão do funcionamento e características de motores, alguns conceitos são revisados nesse capítulo.

2.1 Características geométricas

O desempenho dos motores tem relação direta com algumas características geométricas do motor. Para a identificação dessas propriedades no motor e compreender seus efeitos no desempenho, toma-se como base a Figura 2.

A Figura 2 mostra o esquema da geometria do cilindro de um motor de combustão interna alternativo. O motor possui um raio do virabrequim a , comprimento da biela r , diâmetro do cilindro B e curso S . Outras características desse motor são a posição s do pistão, ponto morto inferior (PMI) que é a posição do pistão em que o volume do cilindro é a maior possível, ponto morto superior (PMS) que é a posição do pistão em que o volume do cilindro é a menor possível, o volume total V_t (volume do cilindro quando o pistão atinge o PMI), o volume da câmara de combustão V_c (volume do cilindro quando o pistão atinge o PMS), e o volume deslocado pelo movimento do pistão V_d . (PULKRABEK, 2003).

Tendo como referência um motor como mostrado na Figura 2, têm-se as seguintes relações:

$$S = 2 \cdot a \quad (1)$$

Sendo que: S = curso [m];

a = raio do virabrequim [m].

A velocidade média do pistão é limitada pela resistência do material dos componentes do motor e pelo fluxo de gás dentro do motor. Cada pistão é acelerado do repouso para a velocidade máxima e retornando ao repouso duas vezes por revolução. Dessa forma, se o pistão trabalhar a velocidades superiores, haveria risco de falha do material do pistão ou mesmo da biela, uma vez que o pistão é acelerado e desacelerado a cada ciclo. Em relação aos gases, a velocidade do pistão determina o fluxo instantâneo da mistura ar-combustível para dentro do cilindro, durante a admissão, e para fora do cilindro, durante a exaustão. Se o pistão trabalhasse a velocidades superiores, seriam necessárias válvulas maiores para suprir a alta vazão de mistura ar-combustível. A maioria dos motores já usam válvulas em seu tamanho máximo além de não haver espaço para ampliá-las. Geralmente, a velocidade média do pistão fica entre 5 e 15 m/s. Grandes motores a diesel desenvolvem velocidades mais baixas, enquanto motores de alto desempenho desenvolvem velocidades mais altas. (PULKRABEK, 2003).

A razão de diâmetro por curso é dada por:

$$R_{bs} = \frac{B}{S} \quad (4)$$

Sendo que: R_{bs} = razão de diâmetro por curso [-];

B = diâmetro do cilindro [m];

S = curso [m].

Geralmente, motores grandes possuem o curso maior que o diâmetro do cilindro, enquanto motores pequenos possuem essa razão entre 0,8 e 1,2. (HEYWOOD, 1988).

A razão volumétrica de compressão R_c significa a razão em que a mistura é comprimida dentro do cilindro e é dada por:

$$R_c = \frac{V_t}{V_c} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (5)$$

Sendo que: R_c = razão volumétrica de compressão [-];

V_t = volume total do cilindro [m³];

V_c = volume da câmara de combustão [m³];

V_d = volume deslocado pelo pistão [m³];

Uma vez que V_d refere ao volume deslocado pelo movimento do pistão, é possível calculá-lo quando os valores do diâmetro do cilindro e do curso são conhecidos:

$$V_d = \frac{\pi \cdot B^2 \cdot S}{4} \quad (6)$$

Sendo que: V_d = volume deslocado pelo pistão [m³];

B = diâmetro do cilindro [m];

S = curso [m].

Para um mesmo volume deslocado, um curso mais longo e um diâmetro menor resultarão em uma menor área na câmara de combustão. Isso significa uma menor perda de calor, aumentando a eficiência térmica. Porém, maior curso resulta em uma velocidade maior e maior perda por atrito, reduzindo a potência entregue no eixo. Encurtando-se o curso, o diâmetro deve ser aumentado. Dessa forma, a perda por atrito será menor, mas a perda de calor será maior. A razão diâmetro/curso é definida de acordo com os objetivos de projeto e com a filosofia do fabricante. (PULKRABEK, 2003).

2.2 Parâmetros de desempenho

Para se avaliar o desempenho dos motores a combustão interna, alguns parâmetros devem ser definidos para que sejam feitas comparações entre os modelos de motores. Os parâmetros mais utilizados serão abordados a seguir.

2.2.1 Trabalho

Realizar trabalho é a função de qualquer motor e, no caso de motores de combustão interna, o trabalho é realizado graças à combustão da mistura ar-combustível presente no cilindro. A pressão dos gases aplica uma força no pistão, movimentando-o e, dessa forma, realizando trabalho. (PULKRABEK, 2003).

$$W = \oint p \cdot dV \quad (7)$$

Sendo que: W = trabalho [J];

p = pressão dos gases no cilindro [Pa];

V = volume do cilindro [m³].

Como a maior parte dos motores são multicilindros, é conveniente analisar os motores com base na massa de gás m dentro do cilindro. Para isso, basta substituir o volume V e o

trabalho W por volume específico v e trabalho específico w , respectivamente. (PULKRABEK, 2003).

$$v = V/m \quad w = W/m \quad (8)$$

$$w = \oint p \cdot dv \quad (9)$$

Sendo que: v = volume específico do cilindro [m^3/kg];

V = volume do cilindro [m^3];

W = trabalho [J];

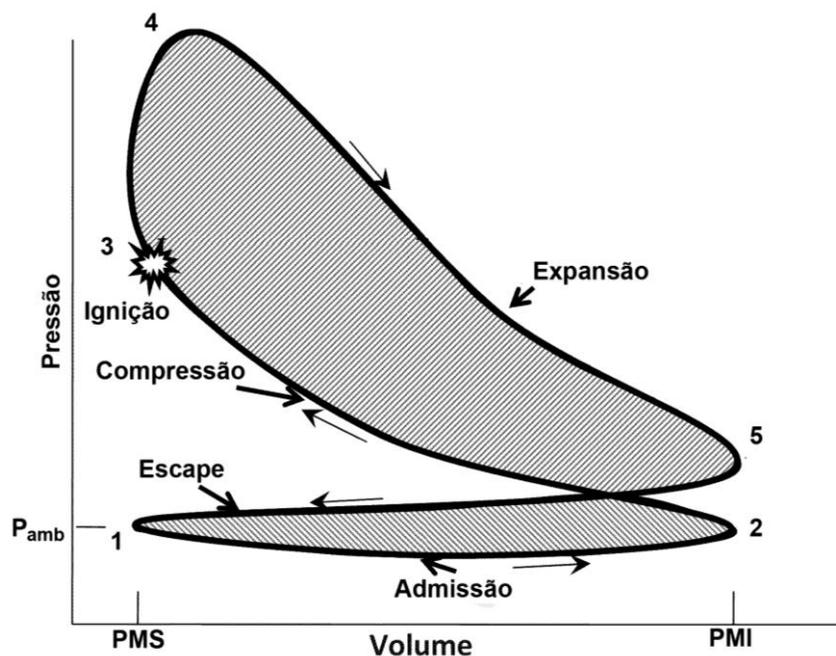
w = trabalho específico [J/kg];

m = massa dos gases no cilindro [kg];

p = pressão dos gases no cilindro [Pa].

Em outras palavras, o trabalho realizado pelos gases em combustão (trabalho indicado) pode ser considerado a área de um gráfico pressão versus volume (diagrama P×V) (PULKRABEK, 2003). A Figura 3 mostra o diagrama P×V para um ciclo Otto real de um motor de combustão interna quatro tempos.

Figura 3 - Diagrama P×V de um Ciclo Otto real



Fonte: Adaptado de Arnold (2013)

Observando o diagrama $P \times V$, é fácil identificar os processos do ciclo Otto em um motor de combustão interna quatro tempos:

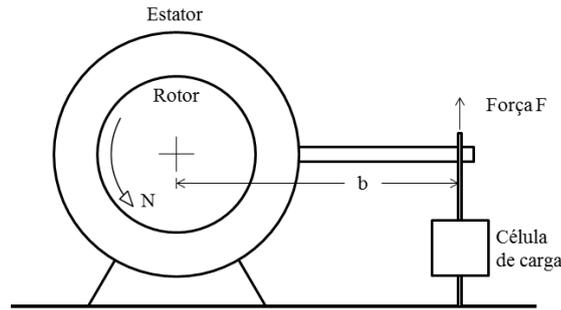
- a) 1-2 – Admissão;
- b) 2-3 – Compressão;
- c) 3-4 – Combustão;
- d) 4-5 – Expansão;
- e) 5-1 – Escape;

O trabalho no eixo é menor que o trabalho indicado devido a perdas por atrito e por outros componentes como bomba de óleo, compressor do ar-condicionado e alternador. (PULKRABEK, 2003).

Nos motores naturalmente aspirados, entre o final do tempo de escape e o início do tempo de admissão, a pressão no cilindro é maior do que a pressão no coletor de admissão. Por isso, o pistão deve criar uma queda de pressão no cilindro para admitir a mistura do coletor de admissão. Nessa fase, o trabalho é transferido do pistão para os gases. Esse trabalho realizado pelo pistão é chamado de trabalho de bombeamento. Em motores equipados com turbocompressor ou compressor volumétrico (tipos *supercharger*), a pressão do coletor de admissão é maior do que no cilindro. (HEYWOOD, 1988).

2.2.2 Torque e potência no eixo

Um dos indicadores da capacidade de um motor em realizar trabalho é o torque. Para calcular o torque de um motor, basta conectar o eixo do motor em um dinamômetro. Com o motor em funcionamento, o dinamômetro (Figura 4) medirá a força necessária para fazer com que o eixo pare de girar. Em outras palavras, sabendo a força F e a distância b entre o ponto de aplicação e o eixo, o torque T exercido pelo motor é obtido através do produto dessa força e da distância.

Figura 4 - Esquemática de um dinamômetro

Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988)

$$T = F \cdot b \quad (10)$$

Sendo que: T = torque [N.m];

F = força mensurada pelo dinamômetro [N];

b = distância entre o ponto de aplicação da força e o eixo [m].

A potência P pode ser calculada através do produto do torque e da velocidade angular.

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot T}{60} \quad (11)$$

Sendo que: P = potência [W];

N = frequência de giro do motor [rev/min];

T = torque [N.m].

A potência calculada através do torque no eixo é a potência entregue no eixo P_{eixo} . A potência disponibilizada pela combustão é chamada de potência indicada P_i e é a soma da potência no eixo e da potência perdida devido ao atrito e componentes do motor.

$$P_i = \frac{W_i \cdot N}{60 \cdot n_r} \quad (12)$$

$$P_i = P_{\text{eixo}} + P_f \quad (13)$$

Sendo que: P_i = potência indicada [W];

W_i = trabalho indicado [J];

N = frequência de giro do motor [rev/min];

n_r = número de revoluções por ciclo;

P_{eixo} = potência no eixo [W];

P_f = potência perdida por atrito e componentes [W].

2.2.3 Pressão média efetiva

Enquanto torque é um bom parâmetro para avaliar a capacidade de realizar trabalho de um motor específico, esse parâmetro está relacionado ao volume deslocado. Um parâmetro mais útil e que seja relacionado ao desempenho de motores é obtido através da razão do trabalho pelo volume deslocado. Tal parâmetro possui unidade de força por unidade de área e é definido como pressão média efetiva. (HEYWOOD, 1988).

$$PME = \frac{W}{V_d} = \frac{P \cdot n_r \cdot 60}{V_d \cdot N} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_r \cdot T}{V_d} \quad (14)$$

Sendo que: PME = pressão média efetiva [Pa];

W = trabalho [J];

V_d = volume deslocado [m³];

P = potência [W];

n_r = número de revoluções por ciclo;

N = frequência de giro do motor [rev/min];

T = torque [N.m]

2.2.4 Eficiência mecânica

Nem toda potência gerada pela combustão (P_i) é entregue ao eixo (P_{eixo}). Uma parte é utilizada para mover componentes do motor ou perdida por atrito (P_f). Dessa forma, a eficiência mecânica é a proporção da potência gerada pela combustão que é entregue no eixo. (PULKRABEK, 2003).

$$\eta_m = \frac{P_{\text{eixo}}}{P_i} = 1 - \frac{P_f}{P_i} \quad (15)$$

Sendo que: η_m = eficiência mecânica [-];

P_{eixo} = potência no eixo [W];

P_i = potência indicada [W];

P_f = potência de atrito [W].

2.2.5 Razão ar/combustível

Em testes de motores, a vazão de ar e combustível são medidas, uma vez que a energia vem da combustão do combustível. Para que ocorra a combustão, ar é utilizado como fonte de oxigênio para o consumo do combustível. Por isso, deve haver uma proporção de ar e combustível no cilindro para que ocorra a reação química. (PULKRABEK, 2003).

$$A/F = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (16)$$

Sendo que: A/F = razão ar/combustível [-];

m_a = massa de ar [g];

\dot{m}_a = vazão mássica de ar [g/s];

m_f = massa de combustível [g];

\dot{m}_f = vazão mássica de combustível [g/s].

A razão estequiométrica $(A/F)_{stoich}$ é a referência de mistura ar/combustível em que todo o oxigênio contido no ar e todo o combustível são consumidos na combustão. A razão de equivalência λ é utilizada para comparar as razões ar/combustível real e estequiométrica.

$$\lambda = \frac{(A/F)_{real}}{(A/F)_{stoich}} \quad (17)$$

Sendo que: λ = razão de equivalência [-];

$(A/F)_{real}$ = razão ar/combustível real [-];

$(A/F)_{stoich}$ = razão ar/combustível estequiométrica [-].

Uma mistura rica ($\lambda < 1$) significa que há mais combustível que na mistura estequiométrica, enquanto uma mistura pobre ($\lambda > 1$) significa uma presença de ar maior que na mistura estequiométrica.

2.2.6 Consumo específico de combustível

Em testes de motores, o consumo de combustível é medido através da vazão de combustível \dot{m}_f . O parâmetro que avalia o quão eficiente é o motor no consumo de combustível e entrega de potência, entre motores que utilizam o mesmo combustível, é o consumo específico de combustível. (HEYWOOD, 1988).

$$CEC = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (18)$$

Sendo que: CEC = consumo específico de combustível [mg/J];

\dot{m}_f = vazão de combustível [g/s];

P = potência [kW].

Quanto menor o consumo específico de combustível, maior a sua eficiência global. Isso significa que o motor precisaria de menos combustível para entregar a mesma potência.

2.2.7 Eficiência de conversão de combustível

A eficiência de conversão de combustível é a razão entre o trabalho produzido por ciclo e da energia fornecida através do combustível. A quantidade de energia que a combustão gera depende da quantidade de combustível e de seu poder calorífico inferior (pci). A eficiência de conversão de combustível é calculada por:

$$\eta_{cc} = \frac{W_i}{Q_{in}} = \frac{W_i}{\dot{m}_f \cdot pci} = \frac{P_i}{\dot{m}_f \cdot pci} = \frac{1}{(CEC) \cdot pci} \quad (19)$$

Sendo que: η_{cc} = eficiência de conversão de combustível [-];

W_i = trabalho indicado [kJ];

Q_{in} = calor introduzido no sistema [kJ];

m_f = massa de combustível [g];

pci = poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];

\dot{m}_f = vazão mássica de combustível [g/s];

P_i = potência indicada [kW];

CEC = consumo específico [mg/J].

2.2.8 Eficiência volumétrica

Quanto maior a massa de ar dentro do cilindro, mais combustível poderá ser consumido, gerando mais potência. O ideal é que o ar inserido no cilindro tenha as mesmas propriedades do ar ambiente. Porém, restrições como válvula borboleta, filtro de ar, coletor de admissão e válvulas fazem com que o ar perca pressão, se tornando menos denso, reduzindo a massa de ar inserida no cilindro. (PULKRABEK, 2003). A eficiência volumétrica é calculada através da equação a seguir:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} = \frac{2\dot{m}_a 60}{\rho_a V_d N} \quad (20)$$

Sendo que: η_v = eficiência volumétrica [-];

m_a = massa de ar dentro do cilindro por ciclo [kg];

ρ_a = densidade do ar [kg/m³];

V_d = volume deslocado [m³];

\dot{m}_a = vazão mássica de ar [kg/s];

N = frequência de giro do motor [rev/min].

A densidade do ar pode ser medida através do ar no ambiente ou do ar no coletor de admissão. Caso seja utilizada a densidade do ar no ambiente, se avalia a eficiência de todo o sistema de admissão. Se for utilizada a densidade no coletor de admissão, se avalia apenas a eficiência do coletor de admissão e das válvulas. (HEYWOOD, 1988).

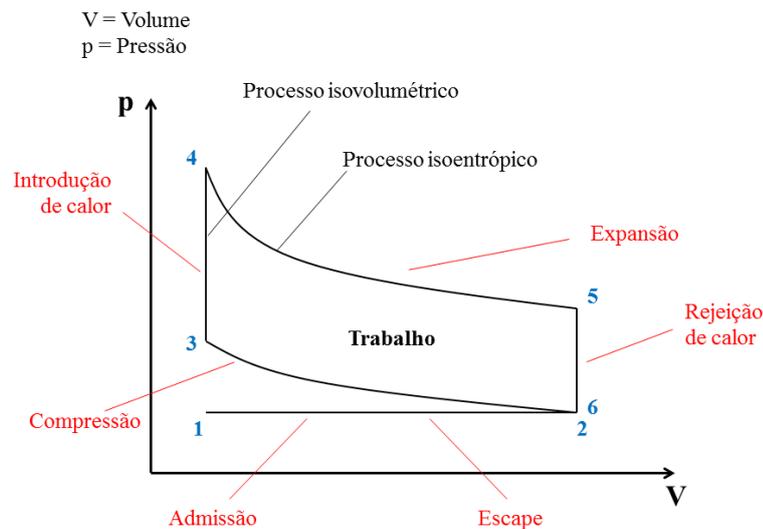
2.3 Ciclos aplicados a motores de combustão interna

Nesta seção, são discutidos teoria, características, funcionamento e aplicação dos ciclos de motores de combustão interna com ignição por centelha.

2.3.1 Ciclo padrão de ar Otto

O ciclo de energia dentro do cilindro é complexo devido a constante mudança da composição. Uma nova mistura de ar-combustível é inserida junto aos gases residuais do ciclo anterior. Essa mistura é comprimida e entra em combustão, alterando a composição dos gases para CO₂, H₂O, N₂ e vários outros componentes em proporções muito pequenas. No fim do processo, após a expansão dos gases, a mistura de gases é liberada para a vizinhança. (PULKRABEK, 2003). A fim de facilitar a análise de ciclos em motores, o ciclo real é aproximado a um ciclo padrão de ar.

Figura 5 - Diagrama PxV de um Ciclo de ar-padrão Otto ideal



Fonte: Adaptado de (BUTT, 2003)

A Figura 5 mostra o diagrama PxV de um ciclo padrão de ar Otto e é possível notar que:

- A mistura de gases dentro do cilindro é tratada apenas como ar durante todo o ciclo. O ar é considerado como um gás ideal;
- O ciclo aberto real é transformado em um ciclo fechado ao assumir que os gases resultantes do ciclo são reinsertados no sistema de admissão, uma vez que tanto os gases de admissão e o de escape são ar, fechando o ciclo e facilitando a análise;
- Uma vez que o ar não sofre combustão, um processo de adição de calor substitui o processo de combustão dos ciclos reais;
- O processo de escape, que retira uma grande quantidade de entalpia, é substituído por um processo de rejeição de calor de igual energia;
- Os tempos de admissão e escape são considerados como processos isobáricos;
- Os tempos de compressão e expansão são considerados como processos isoentrópicos (adiabáticos e reversíveis);
- A introdução de calor é considerada como um processo isovolumétrico;
- A queda de pressão (*blowdown*) é considerada como um processo isovolumétrico;
- Todos os processos são considerados reversíveis. (PULKRABEK, 2003).

O Ciclo padrão de ar Otto é ciclo termodinâmico ideal e sua eficiência térmica é calculada pela equação:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{R_c^{(\gamma-1)}} \quad (21)$$

Sendo que: η_{th} = eficiência térmica [-];
 R_c = razão volumétrica de compressão;
 γ = coeficiente politrópico.

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (22)$$

Sendo que: c_p = calor específico a pressão constante [J/kg.K];
 c_v = calor específico a volume constante [J/kg.K].

Em outras palavras, de acordo com a Equação 21, quanto maior a razão volumétrica de compressão, maior o rendimento térmico.

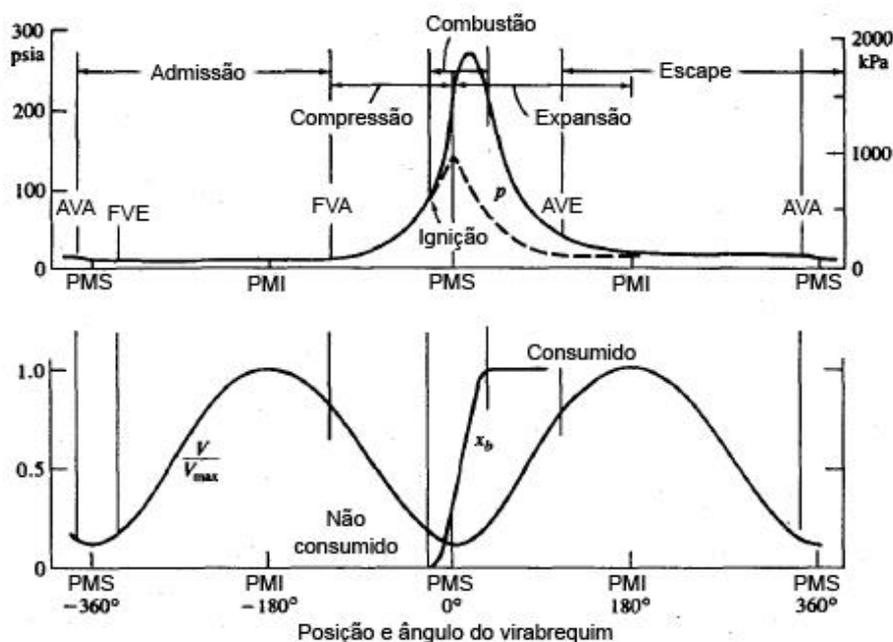
2.3.2 Ciclo Otto

O Ciclo Otto é o ciclo mais comum entre os motores de combustão interna quatro tempos e ignição por centelha. Para ser analisado, o Ciclo Otto é aproximado a um ciclo padrão de ar. Além disso, é mais conveniente trabalhar com propriedades específicas. (PULKRABEK, 2003). Apesar das aproximações, o ciclo real apresenta perdas durante todo o ciclo que influenciam em sua eficiência.

A troca de gases é realizada através da abertura de válvulas. Para garantir que o fluxo da mistura permaneça alto mesmo em altas frequências de giro do motor, a válvula de admissão inicia sua abertura antes do PMS e fecha após o PMI, fazendo com que a mistura ar-combustível (em estado gasoso) seja aspirada para dentro do cilindro devido à depressão causada pelo movimento do pistão. Após o fechamento da válvula de admissão, os gases são comprimidos, fazendo com que a pressão e temperatura aumentem conforme o pistão reduz o volume do cilindro. Uma parte da energia é perdida na forma de transferência de calor para as paredes do cilindro, mas os efeitos dessa perda de calor nas propriedades dos gases são modestos. Ao final da compressão, uma centelha inicia o processo de combustão, criando uma frente de chama que se propaga através dos gases e se extingue ao atingir as paredes do cilindro. Com a combustão dos gases, a pressão no interior do cilindro atinge seu pico e os gases se expandem. No momento que a válvula de escape abre, a pressão no cilindro é maior do que a pressão nas redondezas, fazendo com que os gases queimados fluam de dentro do

cilindro para as redondezas através da válvula de escape. Esse processo é chamado de *blowdown* e ele perdura até que as pressões entrem em equilíbrio. Após o *blowdown*, o pistão expulsa os gases queimados para fora do cilindro durante a descarga. A válvula de escape abre antes do final do tempo de expansão, para garantir que o *blowdown* não afete a descarga, e permanece aberta até momentos após o PMS. O período de abertura das válvulas de admissão e escape se sobrepõem para garantir a abertura máxima das válvulas mesmo em altas frequências de giro do motor. (HEYWOOD, 1988).

Figura 6 - Eventos em um motor quatro tempos ignição por centelha



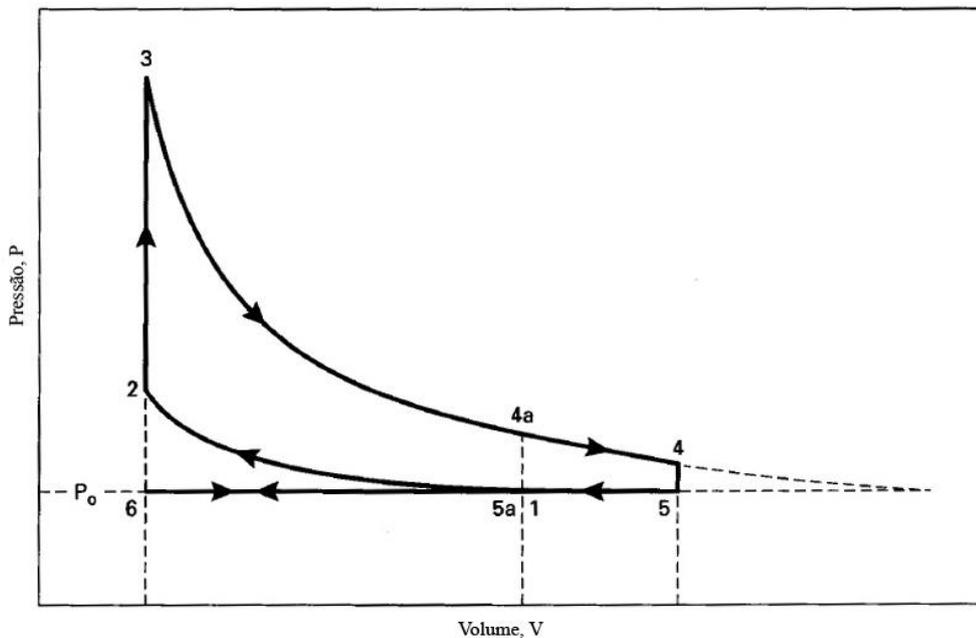
Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988)

O gráfico superior da Figura 6 mostra a diferença da curva de pressão no cilindro em um ciclo com a combustão (linha contínua) comparado ao ciclo sem a combustão, ou em arrasto (linha tracejada). Ainda na Figura 6, o gráfico inferior apresenta a razão de volume no cilindro e volume máximo, além de mostrar a fração de massa de combustível consumida na combustão (x_b). Ambos estão em função do ângulo do virabrequim. É possível, também, analisar o momento de abertura da válvula de admissão (AVA) e seu fechamento (FVA) assim como o momento de abertura da válvula de escape (AVE) e fechamento da mesma (FVE).

2.3.3 Ciclo Atkinson

No Ciclo Otto, no momento em que a válvula de escape é aberta próximo ao fim do tempo de expansão, a pressão no cilindro ainda está superior à pressão atmosférica. Portanto, um potencial trabalho que os gases poderiam realizar sobre o pistão é perdido devido à queda de pressão no momento de abertura da válvula de escape, reduzindo a eficiência térmica do ciclo. Caso as válvulas permanecessem fechadas permitindo, assim, que o gás no cilindro se expandisse até atingir a pressão atmosférica, uma maior quantidade de trabalho seria obtida no tempo de expansão, o que levaria a uma melhor eficiência térmica do motor. (PULKRABEK, 2003). Essa é a ideia do Ciclo Atkinson, cujo diagrama PxV está representado na Figura 7.

Figura 7 - Diagrama PxV de um Ciclo Atkinson



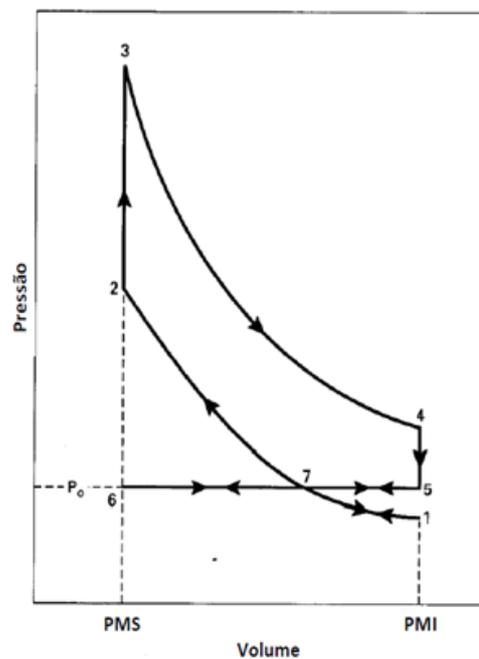
Fonte: Adaptado de (PULKRABEK, 2003)

Observando a Figura 7, o motor operando no Ciclo Atkinson é representado pelo caminho 6-1-2-3-4-5-6, apresentando uma relação de expansão (V_4/V_3) maior do que a razão volumétrica de compressão (V_1/V_3). Se o mesmo motor operasse no Ciclo Otto, seguiria o traço 6-1-2-3-4a-5a-6. Inúmeros mecanismos foram criados na tentativa de atingir o Ciclo Atkinson. Entretanto, não houve muitos motores comercializados com esse mecanismo. (PULKRABEK, 2003).

2.3.4 Ciclo Miller

O Ciclo Miller é uma modificação do Ciclo Atkinson e compartilham do princípio de ter uma razão volumétrica de expansão maior do que a razão volumétrica de compressão. O que difere o Ciclo Miller do Ciclo Atkinson é a aplicação desse princípio. Enquanto no Ciclo Atkinson é preciso um sistema mecânico complexo que permita uma maior expansão dos gases dentro do cilindro, o Ciclo Miller utiliza das variações do tempo de válvula para possibilitar tal diferença entre as razões de expansão e compressão. (PULKRABEK, 2003). A Figura 8 mostra o diagrama PxV de um Ciclo Miller:

Figura 8 - Diagrama PxV de um Ciclo Miller



Fonte: Adaptado de (PULKRABEK, 2003)

No Ciclo Miller, a válvula de admissão pode fechar antes ou depois que o pistão atinja o PMI. No caso em que o fechamento da válvula seja durante a descida do pistão, o ciclo é 6-7-1-7-2-3-4-5-7-6. Já no caso em que a válvula fecha durante a subida do pistão, o ciclo é 6-7-5-7-2-3-4-5-7-6. (PULKRABEK, 2003). Em ambos os casos, a razão volumétrica de compressão (R_c) e a relação volumétrica de expansão (R_e) são dados por:

$$R_c = \frac{V_7}{V_2} \quad R_e = \frac{V_4}{V_3} \quad (23)$$

A combinação de um menor tempo de compressão (que absorve trabalho) e um maior tempo de expansão (que produz trabalho) resulta em um maior trabalho realizado por ciclo. A eficiência mecânica do Ciclo Miller é muito próxima à eficiência mecânica do Ciclo Otto, uma vez que utilizam sistemas mecânicos muito similares. (PULKRABEK, 2003).

O ponto ideal para o fechamento da válvula de admissão varia de acordo com a velocidade do motor e/ou com a carga. Esse controle só foi possível após o desenvolvimento dos variadores contínuos de fase de válvula, permitindo o total controle do diagrama de válvulas. (PULKRABEK, 2003).

2.4 Combustão em motores de ignição por centelha

Em motores de ignição por centelha convencionais, a combustão é iniciada ao final do tempo de compressão devido a uma descarga elétrica provocada por uma vela. Dessa forma, uma frente de chama turbulenta é gerada e se propaga através da mistura ar-combustível presente na câmara de combustão até ao encontro com as paredes do cilindro, extinguindo-se. Obviamente, a formação e propagação dessa frente de chama variam de ciclo a ciclo. (HEYWOOD, 1988).

A combustão começa antes do final do tempo de compressão e perdura até a porção inicial do tempo de expansão, passando por um momento em que ocorre o pico de pressão no cilindro. Caso o início da combustão seja bastante avançado (em relação ao PMS), o trabalho realizado pela compressão – que é o trabalho realizado pelo pistão nos gases – aumenta. Caso aconteça um retardo do início da combustão, o momento de pico de pressão no cilindro também é retardado e de menor magnitude. Ambas as situações reduzem o trabalho realizado pelos gases no pistão durante o tempo de expansão, minimizando a eficiência do ciclo. O ajuste em que essas duas tendências se compensam é chamado de *maximum brake torque* (MBT). Uma vez que o início da combustão em motores de ignição por centelha está diretamente ligado ao momento da descarga elétrica provocada pela vela (avanço de ignição), o ajuste do avanço de ignição é relacionado ao MBT e depende das condições de operação e das propriedades da mistura ar-combustível. (HEYWOOD, 1988).

O ajuste do avanço de ignição deve visar o menor ângulo de avanço para atingir o MBT. Caso aconteça detonação com ângulos de avanço de ignição menores que o MBT, o ângulo de avanço de ignição deve ser limitado pelo limite de detonação inferior (LDI). (AMORIM, 2005).

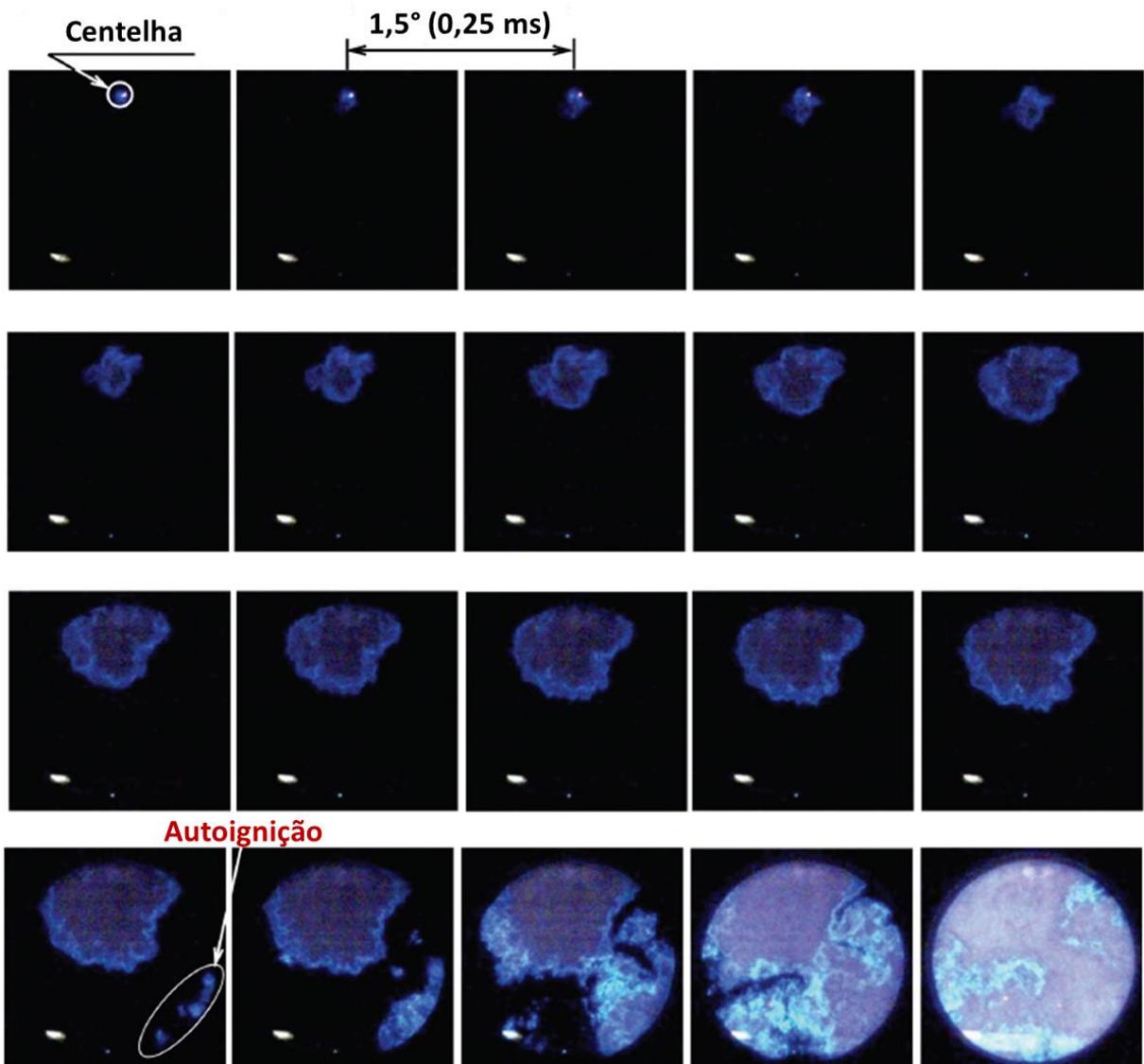
2.4.1 Detonação

Detonação é o fenômeno de combustão anormal mais importante em motores de ignição por centelha. Com a propagação da frente de chama pela câmara de combustão, a mistura não queimada é comprimida, elevando sua pressão, temperatura e densidade. Uma parte dessa massa não consumida pode sofrer reações químicas antes da combustão normal. Os produtos dessas reações podem, então, causar uma ignição espontânea, liberando rapidamente uma parte da sua energia química, ou mesmo sua totalidade. Quando isso acontece, a massa não queimada é consumida rapidamente, liberada sua energia em uma razão muito mais alta em comparação à combustão normal, causando oscilações de alta frequência na pressão no cilindro, causando um ruído característico. A detonação não acontecerá se a frente de chama consumir a massa não queimada antes que reações tenham tempo suficiente para provocar a autoignição. (HEYWOOD, 1988). A Figura 9 mostra imagens do interior de um cilindro de um motor de ignição por centelha operando em condições que induzem à autoignição da massa não queimada. É possível observar uma autoignição na região não queimada durante o processo de combustão provocado pela centelha.

É importante destacar que se a razão volumétrica de compressão de um motor para um determinado tipo de combustível for elevada, a calibração será feita com avanços de ignição bem atrasados, distantes do MBT, reduzindo, assim, a eficiência térmica do ciclo de combustão. (HEYWOOD, 1988) (AMORIM, 2005) (VAN BASSHUYSEN e SCHÄFER, 2004). Alguns fatores que propiciam a ocorrência de detonação são:

- a) Temperaturas muito elevadas no cilindro;
- b) Avanço de ignição excessivo;
- c) Uso de combustíveis de baixa octanagem;
- d) Mistura pobre de combustível;
- e) Sobrecarga do motor;
- f) Acúmulo de carbono na câmara de combustão;
- g) Alta temperatura do ar de admissão;
- h) Alta razão volumétrica de compressão;
- i) Redução do tamanho da câmara de combustão;
- j) Uso de combustíveis adulterados.

Figura 9 - Autoignição durante combustão em motor de ignição por centelha



Fonte: Adaptado de (IIJIMA, et al., 2013)

2.5 Octanagem

A octanagem, ou número de octanas, é um índice que relaciona o combustível com sua capacidade de suportar altas temperaturas e pressões sem que ocorra autoignição. Dessa forma, a octanagem de um combustível está diretamente ligada à ocorrência de detonação. Quanto maior a octanagem de um combustível, maior a sua resistência à altas temperaturas e pressões, tornando a ocorrência de detonação menos provável. É importante ressaltar que a octanagem não está ligada a qualidade do combustível utilizado, mas a estrutura da molécula.

Os valores de octanagem podem ser medidos utilizando-se dois métodos distintos: Motor Octane Number (MON) ou Research Octane Number (RON). Geralmente no Brasil, o

valor apresentado é um valor médio, chamado de Índice Antidetonante (IAD), calculado por: (HEYWOOD, 1988).

$$IAD = \frac{(MON+RON)}{2} \quad (24)$$

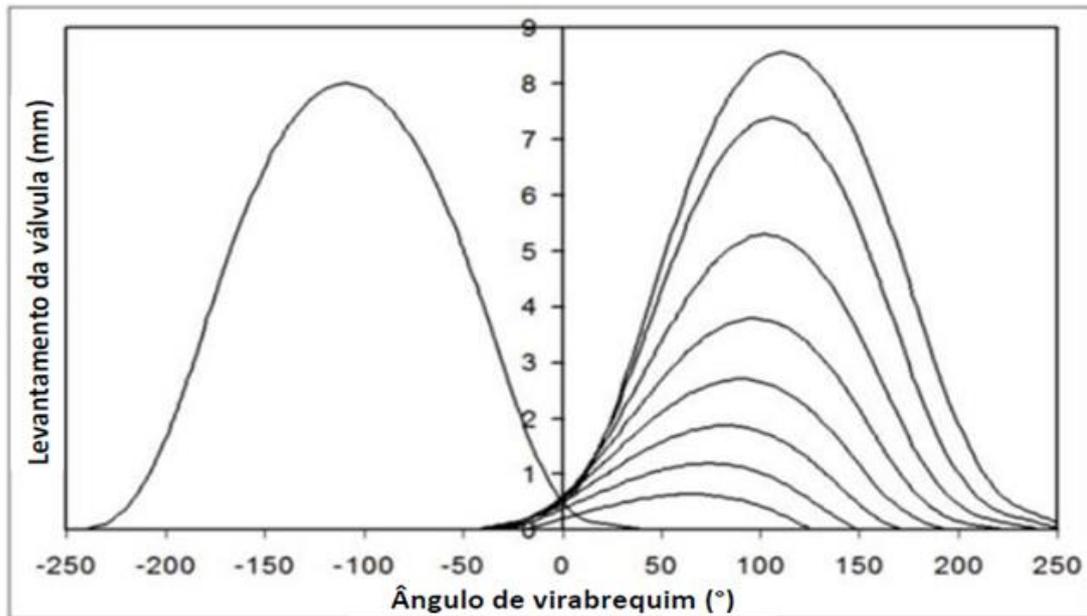
2.6 Variador de fase de válvulas

Em um eixo comando de válvulas convencional, o momento em que as válvulas se abrem e se fecham não pode ser alterado. Ou seja, a configuração dada ao eixo comando de válvulas é otimizada para somente uma pequena faixa de frequência de giro do motor. (HEYWOOD, 1988).

O variador de fase, popularmente conhecido como VVT (do inglês *Variable Valve Timing*), foi criado para que se pudesse alterar o momento em que as válvulas se abriam. Nos primeiros sistemas, somente o momento em que a válvula se abria poderia ser alterado, mantendo constante o intervalo angular em que a válvula se manteria aberta e o levantamento da válvula. Essa variação é pequena, porém já é suficiente para trazer um grande benefício em termos de eficiência volumétrica e lavagem da câmara de combustão, o que pode significar uma redução de consumo da ordem de 5%. (ROBERT BOSCH GMBH, 2007).

A nova geração de variador de fase é conhecida como variador de fase contínuo, (do inglês *fully* ou *continuous* VVT) e permite o controle completo do diagrama de válvulas, sendo possível controlar o momento em que as válvulas se abrem, se fecham, o intervalo angular em que as válvulas permanecem abertas, o levantamento máximo da válvula e até mesmo o perfil do levantamento. A Figura 10 mostra um exemplo da atuação de um VVT contínuo em um diagrama de válvulas. Nesse caso, a válvula de admissão sofre alteração na duração do tempo em que permanece aberta e no levantamento da válvula, enquanto a válvula de escape permanece inalterada. Esse controle total permite que o motor trabalhe com o diagrama de válvulas ideal para cada frequência de giro e carga do motor a fim de se obter os melhores desempenho e consumo. Ademais, uma vez que se pode eliminar a válvula borboleta do sistema de aspiração e, conseqüentemente, a perda de carga desse mecanismo, e controlar a massa aspirada somente através da variação do diagrama de válvulas de admissão, se reduz em até 12% no consumo específico pela redução das perdas de bombeamento no ciclo motor. (ROBERT BOSCH GMBH, 2007) (RILEY e FIDDES, 2005).

Figura 10 - VVT e as diversas possibilidades de mapeamento de válvula

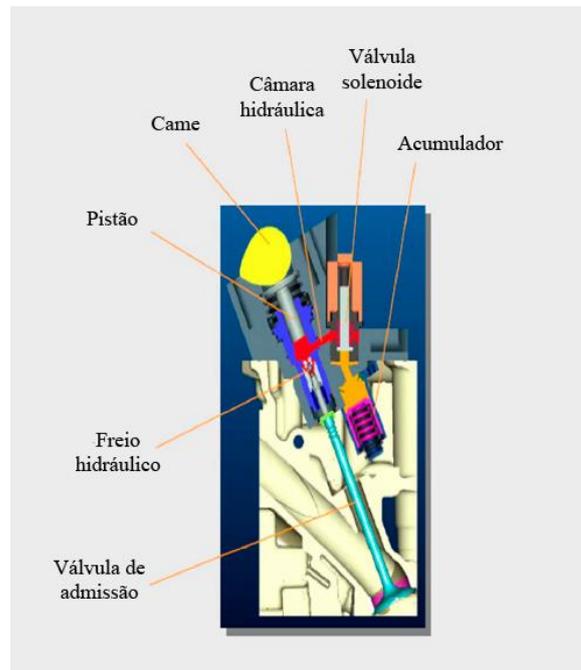


Fonte: Adaptado de (RILEY e FIDDES, 2005)

2.6.1 MultiAir®

A tecnologia MultiAir® é um sistema eletro-hidráulico que tem como finalidade o controle da fase de abertura e fechamento das válvulas. A Figura 11 mostra uma esquematização dos componentes do sistema MultiAir® que funciona da seguinte maneira: o came mecânico move um pistão que é conectado à válvula por meio de uma câmara hidráulica que é controlada por uma válvula solenoide normalmente aberta. Quando a válvula solenoide é fechada, o óleo presente na câmara hidráulica se comporta como um corpo sólido, transmitindo o movimento imposto pelo perfil do came para a válvula. Quando a válvula solenoide é aberta, o óleo escorre de volta para o motor, fazendo com que a válvula não siga o perfil do came. Nessa condição, a válvula é fechada pela ação da mola. A parte final do fechamento da válvula é controlada por um freio hidráulico, garantindo um assento suave e regular independente das condições de operação do motor (ALVARENGA et al., 2012).

Figura 11 - Esquemática dos componentes do sistema MultiAir®

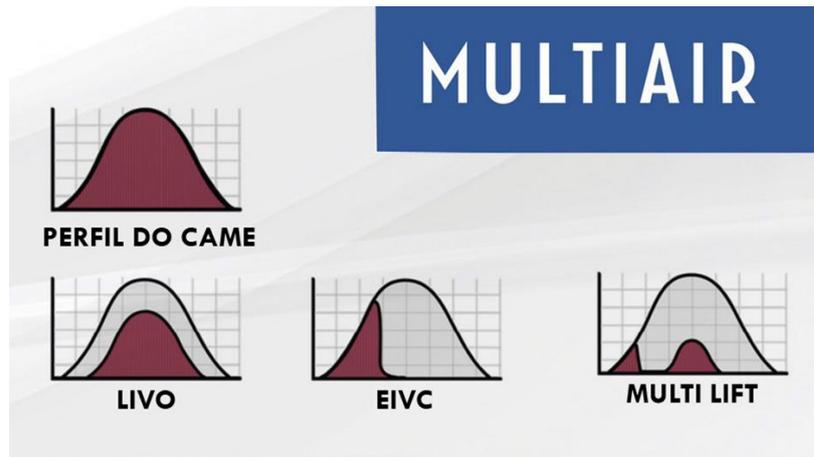


Fonte: Adaptado de (ALVARENGA, et al., 2012)

Na ausência de energia elétrica, a válvula solenoide encontra-se normalmente aberta e, conseqüentemente, a válvula do motor permanece fechada. Um acumulador de pressão armazena energia hidráulica para garantir um rápido enchimento para o acionamento da válvula do motor. O sistema também conta com um sensor de temperatura do óleo, permitindo que correções sejam feitas, caso necessárias. (TREVAS, 2017). Controlando o momento de abertura e fechamento da válvula solenoide, é possível definir diversos ajustes para o diagrama das válvulas, como mostrado na Figura 12.

Quando a válvula solenoide permanece fechada por todo o ciclo, a válvula segue o perfil do came por completo – esse é o modo *full lift (camshaft profile)*. Se a válvula solenoide for aberta durante o ciclo, o movimento da válvula é desacoplado, retornando mais cedo à posição fechada – modo *early intake valve closing (EIVC)*. Retardando a atuação da válvula solenoide, a válvula de admissão segue o perfil do came por um menor período – modo *late intake valve opening (LIVO)*. O sistema permite, também, inúmeras combinações entre os modos EIVC e LIVO – modo *multi lift*. (TREVAS, 2017).

Figura 12 - Ajustes de diagrama das válvulas MultiAir®



Fonte: Adaptado de Nagyszokolyai (2013)

2.7 Modelagem de motores

Modelagem de processos se tornou um meio de utilizar premissas e equações que permitem avaliações de características críticas do processo possam ser analisadas. No caso de motores de combustão interna, o uso de modelos podem contribuir de diversas maneiras para a compreensão e otimização de processos como, por exemplo, na identificação de parâmetros de controle chave que venham a reduzir o custo e tempo na realização de testes experimentais. A modelagem de motores permite, também, prever o comportamento de motores em diversas condições de operação e, caso o modelo seja preciso o suficiente, otimizar o gerenciamento eletrônico, além de fornecer uma base para inovação tecnológica e de operação. (HEYWOOD, 1988).

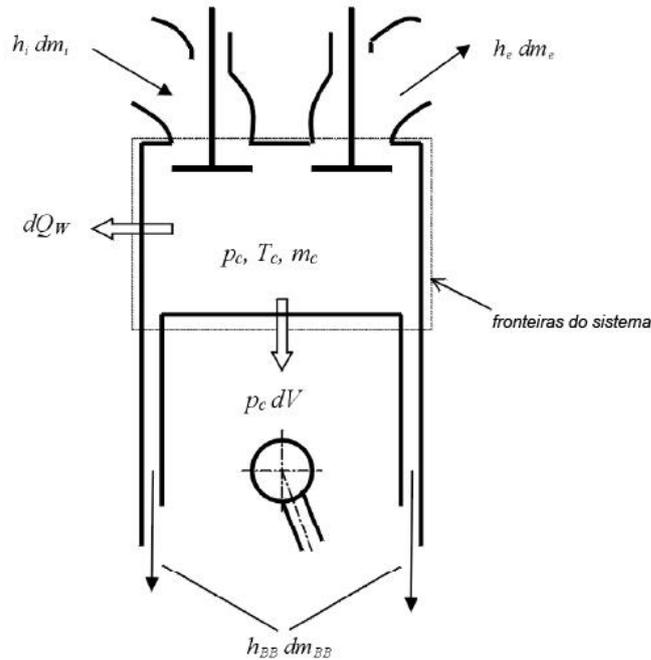
Os modelos podem representar os fenômenos de termodinâmica, fluidodinâmica, transferência de calor, combustão e formação de poluentes. Dessa forma, os fundamentos podem ser combinados em vários níveis de sofisticação e complexidade de modo a prever os processos de combustão e emissões de um motor de combustão interna e, assim, as características de operação. Devido à complexidade dos ciclos de motores, relações empíricas e aproximações são normalmente utilizadas para o entendimento de fenômenos críticos. (HEYWOOD, 1988).

2.7.1 Equações de conservação no cilindro

Em geral, a região do motor é aproximada a um sistema termodinâmico aberto. Esse modelo é apropriado em situações que o gás pode ser assumido como uniforme em sua

composição e estado em cada ponto do tempo, e quando composição e estado variam com o tempo devido à transferência de calor, trabalho realizado, fluxo de massa através da fronteira e deslocamento da fronteira. (HEYWOOD, 1988). A Figura 13 mostra um exemplo de um sistema aberto.

Figura 13 - Balanço de energia no cilindro



Fonte: Adaptado de (AVL LIST GMBH, 2011)

O balanço de energia é feito através da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica no sistema aberto da Figura 13. Dessa forma, temos que a variação da energia interna é igual à soma do trabalho realizado pelo pistão, do calor liberado pelo combustível, da perda de calor com as paredes do cilindro e da energia de gases que passam pelo pistão e atingem o cárter (*blow-by*): (AVL LIST GMBH, 2011).

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = -p_c \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} h_e - q_{evf} \frac{dm_{ev}}{d\alpha} \quad (25)$$

O balanço de massa no cilindro pode ser calculado através da soma das vazões mássicas de admissão e de escape:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{d\alpha} \quad (26)$$

Sendo que: m_c = massa dos gases no cilindro [kg];
 u = energia interna específica dos gases no cilindro [J/kg];
 p_c = pressão dos gases no cilindro [Pa];
 V = volume do cilindro [m³];
 Q_F = calor do combustível [J];
 Q_w = perda de calor para as paredes do cilindro [J];
 h_{BB} = entalpia específica dos gases do *blow-by* [J/kg];
 m_{BB} = massa dos gases do *blow-by* [kg];
 m_i = massa em admissão no cilindro [kg];
 h_i = entalpia específica da massa em admissão [J/kg];
 m_e = massa em escape do cilindro [kg];
 h_e = entalpia da massa em escape [J/kg];
 q_{ev} = calor específico de evaporação do combustível [J/kg];
 f = fração do calor de evaporação da massa de gases no cilindro [-];
 m_{ev} = massa do combustível em evaporação [kg];
 α = ângulo do virabrequim [°]. (AVL LIST GMBH, 2011).

2.7.2 Simulação de ciclo do motor

Sabendo a massa aspirada, a massa liberada pelo escape, a perda de calor através das superfícies do cilindro e do pistão, e a taxa de liberação de calor (do combustível), então as equações de conservação de energia e da massa permitem o cálculo da pressão no cilindro e do trabalho realizado sobre o pistão. Modelos de motores foram desenvolvidos e amplamente utilizados para prever características de operação – como potência indicada e consumo específico de combustível – e para definir o estado dos gases para cálculos de emissões. Esses modelos representam as mudanças químicas e termodinâmicas do fluido de trabalho durante os processos de admissão, compressão, combustão, expansão e escape. Tais modelos são chamados de simulações de ciclo do motor. (HEYWOOD, 1988).

Ao fim do ciclo, o fluido de trabalho deve estar no mesmo estado do começo do ciclo. Para os primeiros cálculos, os valores definidos como “estado inicial do fluido” são utilizados. Caso os valores das propriedades ao final do ciclo sejam diferentes dos valores do início do ciclo, então o ciclo é recalculado utilizando os valores do fim do ciclo anterior como valores iniciais do novo ciclo até que a discrepância seja suficientemente pequena. Dessa forma, o estado do fluido de trabalho é definido por todo o ciclo e o trabalho pode ser

calculado (Equação 7). Com os dados de trabalho, massa de ar e combustível e frequência de giro do motor, todos os parâmetros indicados de desempenho podem ser calculados (potência indicada, pmi, eficiência de conversão de combustível), assim como eficiência volumétrica, transferência de calor e etc. Com um modelo de atrito (*friction model*), os valores indicados podem ser indicados para valores de eixo (potência no eixo, torque, pme). (HEYWOOD, 1988).

2.7.2.1 Modelo de combustão

Para o modelo de combustão, algumas características do processo de combustão em motores de ignição por centelha permitem simplificações para a modelagem termodinâmicas. Combustível, ar e gás residual estão uniformemente misturados; o volume ocupado pela zona de reação – onde ocorre a reação de oxidação da mistura ar-combustível – é pequeno em comparação com o volume da câmara de combustão; para a análise termodinâmica, a câmara de combustão pode ser dividida em duas zonas: zona queimada (ou consumida) e zona não queimada.

Algumas análises utilizando simulações de ciclo de motores foram realizadas utilizando o perfil de combustão como um cálculo de entrada, sendo que o perfil de MFB (curva que tem o formato em S) é normalmente representado pela função Vibe:

$$x_b = \int \frac{dx_b}{d\alpha} \cdot d\alpha = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (27)$$

$$dx_b = \frac{dQ}{Q} \quad y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \quad (28)$$

Sendo que: x_b = fração da massa queimada [-];

Q = calor liberado pelo combustível [J];

α = ângulo do virabrequim [°];

α_0 = início da combustão [°];

$\Delta\alpha_c$ = duração da combustão [°];

m = parâmetro de forma [-];

a = parâmetro [-].

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A apresentação de pesquisas relacionadas ao tema do trabalho é dividida em três campos: etanol e aumento da razão volumétrica de compressão, comando de válvulas e Ciclo Miller.

3.1 Etanol e aumento da razão volumétrica de compressão

Nasir (2018) realizou experimentos com o objetivo de investigar as consequências do uso de misturas etanol-gasolina (E0, E10, E20, E40 e E50) no desempenho e emissões de gases em um motor monocilíndrico de ignição por centelha operando em rotações entre 1500 e 3000 rpm. De acordo com o autor, os experimentos mostraram que o aumento da proporção de etanol na mistura melhorou a eficiência térmica, resultando em maiores potências e menor consumo específico de combustível. Em relação à emissão de gases, maiores concentrações de etanol apresentaram menores concentrações de CO, HC e CO₂.

Nwufo et al. (2018) analisaram o desempenho, as emissões e as características da combustão em um motor monocilíndrico de ignição por centelha operando em plena carga em diversas rotações (entre 1500 e 4000 rpm) utilizando diversas misturas de etanol-gasolina (E0, E10, E20, E30, E40, E60 e bioetanol). De acordo com os autores, as misturas de etanol-gasolina reduziram significativamente as emissões de CO e HC. Além disso, emissões de CO₂ foram mais altas quando utilizado maiores concentrações de etanol, representando maior eficiência da combustão. Os autores observaram, também, que a utilização de etanol como aditivo para a gasolina melhorou as características da combustão e reduziu significativamente as emissões do motor, observado pela maior pressão no cilindro em baixas rotações, maior eficiência térmica e menores índices de CO e HC.

Saikrishnan, Karthikeyan e Jayaprabakar (2018) investigaram os efeitos da mistura etanol-gasolina no desempenho e nas emissões de um motor três cilindros de ignição por centelha. Comparando três proporções de mistura de etanol-gasolina (E5, E10 e E15) com gasolina pura (E0), operando o motor com frequência de giro de 2000 rpm e variando a carga, os autores identificaram que o aumento da proporção de etanol na mistura levou a um maior consumo de combustível – devido ao menor poder calorífico do etanol comparado à gasolina – e uma melhora na eficiência térmica. Referente à emissão de gases, a adição de etanol mostrou um aumento da emissão de CO₂ e menores índices de emissão de CO, HC e NO_x. De acordo com os autores, tais alterações das emissões de CO₂, CO e HC estão relacionadas à

melhora da combustão, em razão da maior concentração de oxigênio e menor concentração de átomos de carbono na mistura ar-combustível. E, por fim, a redução de emissão de NO_x está relacionada ao menor pico de temperatura proporcionado pela adição de etanol.

Kim, Cho e Min (2015) analisaram a influência do etanol em um motor com injeção direta de gasolina e injeção indireta de etanol em duas razões volumétricas de compressão distintas (9,5:1 e 13,3:1), operando na frequência de giro de 1000 rpm em plena carga. O tempo de injeção da gasolina não variou, enquanto que a injeção de etanol foi feita tanto com a válvula de admissão fechada (*closed valve injection* – CVI) quanto aberta (*open valve injection* – OVI) para observar o efeito do tempo de injeção de etanol na combustão e nas emissões. Primeiramente, o avanço de ignição foi calibrado para o uso de gasolina de modo que não ocorresse detonação. Posteriormente, etanol foi adicionado até a contenção da detonação e calibração do avanço de ignição em MBT. Para operações com R_c de 9,5:1, a adição de etanol não apresentou mudanças aparentes nas emissões de HC. Os autores acreditam que as maiores pressões no cilindro, em decorrência do maior avanço de ignição, potencializou o efeito de fresta (*crevice effect*) – onde uma parte da mistura aspirada fica presa entre os anéis de vedação durante a combustão e sai do cilindro durante o escape – atenuando o efeito de oxidação da mistura proporcionada pelo etanol. A adição de etanol apresentou maiores índices de emissão de NO_x proporcionado pela maior temperatura da combustão devido ao maior avanço de combustão, e reduziu a emissão de CO que é atribuído à oxidação da mistura devido à adição de etanol. De acordo com os autores, operações em OVI apresentaram menor frequência de detonação devido à menor temperatura da massa aspirada pelo motor. Em operações com R_c de 13,3:1, não foi possível calibrar o motor para uso de gasolina devido à alta frequência de detonação. A adição de etanol em operações com R_c de 13,3:1 reduziu as emissões de HC e CO, em comparação com os resultados para o uso de gasolina em operações com R_c de 9,5:1. De acordo com os autores, isso aconteceu devido à maior quantidade de etanol adicionado à mistura, que potencializou o efeito de oxidação da mistura.

Balki e Sayin (2014) desenvolveram um estudo em que os efeitos da razão volumétrica de compressão no desempenho, combustão e emissões de um motor de ignição por centelha foram analisados experimentalmente. Os experimentos foram realizados em um motor monocilíndrico utilizando etanol, metanol e gasolina como combustíveis e usando quatro razões volumétricas de compressão distintas (8,0:1, 8,5:1, 9,0:1 e 9,5:1), operando em frequência de giro constante de 2400 rpm e a plena carga. Comparado à gasolina, o uso de etanol ou metanol aumentou a pressão média efetiva, a eficiência térmica e a eficiência

volumétrica, embora tenha aumentado o consumo específico de combustível. Entretanto, o aumento da razão volumétrica de compressão diminuiu o consumo específico de combustível de todos os combustíveis. De modo geral, o uso de etanol e metanol apresentaram menores índices de emissões de HC, NO_x e CO quando comparado com o uso de gasolina, para todas as razões volumétricas de compressão utilizadas.

Siddegowda e Venkatesh (2013) realizaram experimentos em um motor de ignição por centelha para estudar o desempenho e emissões utilizando misturas de etanol e gasolina (E0, E10, E20 e E30) como combustível. De acordo com os autores, a mistura que apresentou os melhores resultados foi E20 em que houve uma melhora da eficiência térmica e um aumento sensível do consumo quando comparado com o uso de gasolina. Os índices de emissões de CO e HC apresentaram quedas significativas, enquanto o índice de emissão de CO₂ foi maior, evidenciando uma melhora na combustão.

Utilizando um motor monocilíndrico com injeção indireta e gasolina e injeção direta de etanol, Zhuang e Hong (2013) realizaram experimentos com o motor operando em duas cargas (baixa e média carga) com frequência de giro variando entre 3500 e 5000 rpm. Os resultados mostraram que a injeção direta de etanol contribui para o aumento da potência do motor quando a energia oriunda do etanol é equivalente à energia da gasolina substituída (por etanol), apesar do aumento do consumo específico de combustível com o aumento da concentração de etanol (devido ao menor poder calorífico do etanol). Foi observado, também, que a injeção de etanol reduziu a temperatura no interior do cilindro, levando à redução do nível de emissões de NO_x. Entretanto, essa menor temperatura no interior do cilindro pode ter prejudicado a combustão, aumentando as emissões de CO e HC devido à combustão incompleta.

Costa e Sodré (2011) analisaram as consequências do aumento da razão volumétrica de compressão (10,0:1, 11,0:1 e 12,0:1) em um motor quatro cilindros abastecido com etanol hidratado (E100) e mistura etanol-gasolina (E22). O motor operou em plena carga com rotações entre 1500 e 6500 rpm. Foi observado que razões volumétricas de compressão mais altas resultaram em pressões mais altas no cilindro, aumentando o trabalho de expansão dos gases e, conseqüentemente, gerando maior torque e pressão média efetiva. O aumento da razão volumétrica de compressão não exigiu mudanças significativas no avanço de ignição para o uso do etanol, permitindo calibrações em MBT. Para o uso da mistura de gasolina e etanol, o aumento da razão volumétrica de compressão exigiu menores avanços de ignição a fim de evitar a detonação, resultando em torque e pressão média efetiva menores. Contudo, o

aumento da razão volumétrica de compressão resultou em uma melhora da eficiência térmica e menor consumo específico, para ambos os combustíveis.

Em outro estudo, Costa e Sodré (2010) compararam o desempenho e as emissões de um motor quatro cilindros (R_c de 12,0:1) abastecido com etanol hidratado (E100) e mistura etanol-gasolina (E22), operando em plena carga com rotações entre 1500 e 6500 rpm. Os resultados mostraram que, em faixas de velocidades mais altas, o uso de etanol propiciou maior potência, enquanto para faixas de velocidades mais baixas, ambos os combustíveis atingiram potências similares. Foi observado, também, que o uso de etanol apresentou menores índices de emissões de CO e maiores índices de emissões de CO₂, em comparação com a mistura etanol-gasolina, em toda a faixa de frequência de giro utilizada nos experimentos. De acordo com os autores, isso aconteceu devido à concentração de oxigênio nas moléculas de etanol, que favoreceram a conversão de CO para CO₂. As emissões de HC foram menores para o uso de etanol devido à menor concentração de átomos de carbono e hidrogênio. Entretanto, o uso de etanol apresentou maior emissão de NO_x, comparado com uso da mistura etanol-gasolina. Isso se deve às maiores pressões e temperaturas no cilindro consequentes da maior velocidade de chama e ao maior avanço de ignição proporcionados pelo uso do etanol.

Cooney, Worm e Naber (2009) realizaram um estudo com o objetivo de examinar os efeitos de misturas etanol-gasolina através de análises da fração de massa queimada (*mass fraction burned* – MFB). Os experimentos foram realizados em um motor monocilíndrico operando em carga constante de 300 kPa (PME) e frequência de giro constante de 900 rpm, utilizando cinco misturas etanol-gasolina (E0, E20, E40, E50 e E84) e cinco razões volumétricas de compressão (8,0:1, 10,0:1, 12,0:1, 14,0:1 e 16,0:1). Analisando as curvas de MFB, os resultados mostraram que o uso de E0 apresentou maior duração de combustão (0-100% MFB), enquanto que a mistura E84 apresentou a menor duração. Outra observação foi de que o aumento da razão volumétrica de compressão apresentou tendência de retardamento do ponto 50% MFB. De acordo com os autores, isso se deve à maior razão superfície/volume, que eleva as perdas de calor para o sistema de arrefecimento, fazendo com que a combustão seja mais lenta. Por fim, os autores concluíram que, adicionando etanol à gasolina, ocorre um aumento da razão volumétrica de compressão limite para detonação (*knock limited compression ratio* – KLCR), sendo que, para as condições de velocidade e carga analisadas, gasolina com 91 de RON (E0) atingiu um KLCR de 8:1 enquanto E84 atingiu KLCR de 16:1.

Hsieh et al. (2002) realizaram um experimento para investigar o desempenho e as emissões de um motor comercial de ignição por centelha utilizando misturas de etanol-

gasolina (E0, E5, E10, E20 e E30). O motor utilizando foi um 4 cilindros com R_c de 9,5:1 operando em rotações entre 1000 e 4000 rpm, com aberturas da válvula borboleta em 0%, 20%, 40%, 60%, 80% e 100%. De acordo com os autores, o aumento da proporção de etanol reduz o poder calorífico e aumenta a octanagem da mistura. Além disso, o etanol aumentou sensivelmente o torque e o consumo de combustível. Os autores concluíram, também, que misturas de etanol-gasolina reduzem a emissão de CO (entre 10% e 90%) e HC (entre 20% e 80%), enquanto a emissão de CO_2 é maior (entre 5% e 25%). Por fim, os autores concluíram que a emissão de NO_x possui maior relação com as condições de operação do que com a proporção de etanol na mistura.

3.2 Comando de válvulas

Utilizando o software AVL Boost® para realizar simulações 1D, Bapiri e Sorousbay (2019) estudaram os efeitos do tempo de fechamento das válvulas (admissão e escape) no desempenho e no consumo de combustível de um motor de ignição por centelha. Foram avaliados tempos diferentes de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape assim como a combinação de estratégias de ambas as válvulas, tanto para um motor de aspiração natural quanto sobrealimentado. De acordo com os autores, foi observado que, em motores aspirados, alterações no tempo de fechamento da válvula de admissão apresentaram maiores efeitos em torque e potência, assim como a abertura da válvula de escape – principalmente em configurações de abertura tardia da válvula de escape. Em motores sobrealimentados, os resultados mostram efeitos significativos no consumo específico de combustível, principalmente em configurações que reduzem o cruzamento de válvulas.

Li et al. (2018) comparou as perdas de bombeamento de um sistema VVT e CVVL (*Continuous Variable Valve Lift*) com base em testes em bancada e simulações numéricas. Os autores concluíram que a pressão média indicada foi aproximadamente proporcional à pressão no cilindro no PMI, tanto para o controle de massa no modo convencional (válvula borboleta), quanto em configurações EIVC. A pressão no cilindro no processo de escape foi similar entre o sistema CVVL e VVT. Entretanto, a pressão no cilindro durante o processo de aspiração foi muito diferente entre os dois sistemas, levando à diferentes perdas de bombeamento. O sistema CVVL apresentou maior potencial para reduzir as perdas de bombeamentos em condições de baixa e média carga, reduzindo o consumo específico de combustível em mais de 20% na frequência de giro de 2000 rpm.

Osorio e Rivera-Alvarez (2018) utilizam um sistema de variação contínua do tempo de válvula (*Continuous Variable Valve Timing – CVVT*) para controle da carga em um motor de ignição por centelha e o compara com o controle convencional (válvula borboleta) através de modelos para ambos os ciclos. Inicialmente, os autores desenvolveram modelos para processos ideais em operações de cargas parciais e, posteriormente, irreversibilidades foram consideradas de forma a aproximar de operações mais realistas. Tais irreversibilidades são relacionadas à efeitos de diluição da carga e perda de calor durante a compressão e expansão dos gases. De acordo com os autores, o uso do CVVT apresentou maior eficiência devido à ausência da válvula borboleta, uma vez que o uso da válvula borboleta gera um maior consumo de energia por causa do maior atrito durante a admissão.

Teodosio et al. (2018) realizaram um estudo numérico com o objetivo de avaliar a influência da estratégia da válvula de admissão no desempenho de um motor de ignição por centelha. O modelo validado permitiu gerar parâmetros de análises de diferentes ângulos de fechamento da válvula de admissão, sendo avaliados dois pontos de operação representativos em plena carga e carga parcial. De acordo com os autores, ambas as estratégias EIVC e LIVC (*Late Intake Valve Closing*) apresentaram melhor consumo específico de combustível, sendo que o modo EIVC se mostrou mais efetivo do que o modo LIVC. Em condição de carga parcial, o modo LIVC apresentou uma melhora de 4,9% do consumo específico de combustível, enquanto o modo EIVC atingiu uma melhora de 5,6%. Tal melhora do EIVC se deve ao menor trabalho de bombeamento, embora o processo de combustão seja mais lento devido à menor intensidade de turbulência no cilindro. Em condição de plena carga, o modo LIVC apresentou uma melhora de 1,9% no consumo específico de combustível frente à melhora de 2,4% do modo EIVC. Tais melhoras se devem à contenção da detonação, permitindo maiores avanço de ignição e um menor enriquecimento da mistura.

Zmudka, Postrzednik e Przybyla (2016) realizaram uma pesquisa teórica para avaliar um sistema independente de fechamento antecipado da válvula de admissão (EIVC) para controle de carga em um motor de ignição por centelha. Os autores consideraram ciclo ideal e utilizaram o ciclo teórico Seiliger-Sabathe como referência para avaliação dos benefícios do sistema EIVC. De acordo com os autores, o sistema EIVC permite a retirada da válvula borboleta para o controle da carga, reduzindo o trabalho de bombeamento e, conseqüentemente, aumentando a eficiência do ciclo. Em decorrência de uma maior eficiência, o sistema EIVC apresentou melhoras de até 4% no consumo de combustível, principalmente em condição de carga parcial.

Millo et al. (2014) analisou os efeitos da geometria do cabeçote nas características da combustão em um motor equipado com o sistema MultiAir®. De acordo com o autor, o modo EIVC apresenta baixos níveis de turbulência no cilindro em condições de baixa carga e, a fim de amenizar o problema, foi estudado duas modificações no cabeçote: uma para amplificar o movimento *tumble* e outra para criar um vortex *swirl*, ambas com o objetivo de atingir uma velocidade de propagação de chama apropriada. O estudo concluiu que a “solução *tumble*” obteve efeitos positivos na redução do tempo de combustão, especialmente em baixa carga. Entretanto, a modificação reduziu a intensidade do *tumble* em condições de plena carga, tornando o processo de combustão mais lento. A “solução *swirl*” também apresentou melhoras em condições de baixa carga, mas não apresentou deficiência significativa em condições de plena carga.

Em estudo desenvolvido por Alvarenga et al. (2012), as perdas de bombeamento e por atrito foram mensuradas através da análise da pressão no cilindro em um motor equipado com o sistema MultiAir®. Os resultados do estudo mostram que as perdas por atrito e bombeamento estão diretamente relacionadas à velocidade do motor – o aumento da velocidade do motor resulta em maiores perdas por atrito e bombeamento. A aplicação do modo EIVC apresentou menores perdas se comparado ao modo *Full Lift*, uma vez que – para uma mesma eficiência volumétrica – o modo EIVC permite maiores ângulos de abertura da válvula borboleta e, portanto, maiores pressões no coletor de admissão. Além disso, o modo EIVC apresentou valores de eficiência volumétrica mais altas em baixas e médias velocidades em condições de plena carga.

Moore, Foster e Hoyer (2011) apresentaram resultados de um motor *flex fuel* capaz de operar com misturas de etanol-gasolina com concentrações de etanol de até 85% (E85). De acordo com os autores, a mudança do ponto de fechamento da válvula de admissão modifica a razão volumétrica de compressão efetiva da mistura, assim como o volume deslocado. A desativação de uma das válvulas de admissão levou ao aumento significativo do *swirl* e do *tumble*, minimizando os problemas relacionados à baixa energia cinética da mistura nas aplicações do EIVC e LIVC. Em baixas velocidades, misturas com maiores concentrações de etanol apresentaram maior torque. Já em condições de baixas cargas, o controle da carga pode ser gerenciado pela estratégia EIVC, levando a uma melhor economia de combustível e um melhor desempenho em conjunto com a desativação de uma das válvulas de admissão. Misturas com concentrações próximas ao do E20 podem gerar boa parte dos benefícios ligados ao uso do E85 e permitem estratégias que compensem a sua menor queda energéticas.

Utilizando simulações computacionais, Hoyer, Moore e Keith (2010) realizaram um estudo com o objetivo de identificar possíveis modificações a fim de melhorar o consumo de combustível de um motor para o uso de misturas de etanol-gasolina com concentrações de até 85% de etanol (E85). Os resultados permitem diversas conclusões a respeito das modificações analisadas. A utilização de um variador de fase no eixo das válvulas de admissão mostrou ser mais eficiente do que o controle de carga na válvula borboleta, além de permitir flexibilidade de operação devido ao combustível utilizado, controle dos gases residuais e prevenção da detonação. O uso de um eixo 2-step – eixo de válvulas que apresenta dois perfis distintos no mesmo came – permitiu um amplo controle da carga sem a complexidade e custo de um sistema de atuação variável na válvula. A seleção do perfil de acionamento da válvula de admissão é feita de acordo com a velocidade, carga e combustível. A utilização de um turbo-compressor para aumentar a pressão no coletor de admissão permite a extensão do controle da carga do motor, sendo que a sobrepressão depende do diagrama da válvula e do combustível a uma dada condição de velocidade e carga.

Utilizando um motor monocilíndrico de ignição por centelha, Çinar e Akgün (2007) analisaram o efeito do tempo de fechamento da válvula de admissão no desempenho e nas emissões. O mecanismo de controle consiste na variação do tempo de fechamento da válvula de admissão através do movimento axial do eixo de comando das válvulas permitindo, assim, mudanças de perfis do came da válvula de admissão. Foram utilizados 5 pontos de fechamento da válvula de admissão equidistantes em 10°. De acordo com os autores, esse mecanismo foi responsável por uma melhora de 5,1% e 4,6% do torque em baixas e altas rotações, respectivamente, assim como uma melhora de 5,3% e 2,9% do consumo específico de combustível em baixas e altas rotações, respectivamente. Além disso, as emissões de CO e HC foram reduzidas em altas rotações.

3.3 Ciclo Miller

Chen et al. (2019) desenvolveram um estudo para analisar a aplicação do Ciclo Miller em um ciclo sobrealimentado com o objetivo de melhorar a eficiência térmica sem que ocorra perda de potência. A combinação do Ciclo Miller – com fechamento antecipado da válvula de admissão – e um compressor elétrico permitiu o aumento da razão volumétrica de compressão, resultando em uma melhora de até 5,44% de eficiência térmica.

Wei et al. (2018) investigaram os efeitos do Ciclo Miller na potência e na contenção da detonação utilizando um motor monocilíndrico sobrealimentado com injeção direta de

gasolina. Os resultados apresentaram melhoras na eficiência térmica e no torque do motor além de uma redução da tendência à detonação. Entretanto, a aspiração natural apresentou melhores resultados referentes à contenção da detonação, embora apresentara uma redução do torque devido à ausência da sobrealimentação.

Utilizando um modelo *quasi-dimensional* para simular o funcionamento de um motor operando no Ciclo Miller, Wang et al. (2016) investigou os efeitos da razão volumétrica de compressão, do tempo de fechamento da válvula de admissão e da velocidade do motor no consumo de combustível e na potência do motor. Os resultados mostraram uma relação do momento de fechamento da válvula de admissão com a eficiência volumétrica além de uma correlação dos processos de combustão e de admissão. O estudo concluiu que a aplicação do Ciclo Miller diminuiu a probabilidade de ocorrência da detonação e melhorou o consumo de combustível. Entretanto, tais benefícios se deram ao custo da potência devido ao efeito negativo do fechamento da válvula de admissão na eficiência volumétrica.

Luisi et al. (2015) examinaram estratégias do Ciclo Miller para reduzir a ocorrência de detonação em um motor equipado com um turbo-compressor e sistema MultiAir® e analisar as influências que a mudança da operação implicaria nos parâmetros do motor. Em uma investigação experimental preliminar, a estratégia LIVC permitiu um maior avanço de ignição e um menor enriquecimento da mistura ar-combustível, se comparado com a estratégia EIVC. Dessa forma, a estratégia LIVC foi escolhida para os experimentos posteriores. Os autores concluíram que o menor tempo de compressão efetiva resultou em menores temperaturas da mistura no cilindro, gerando condições menos favoráveis para a ocorrência da detonação permitindo, assim, um maior avanço de ignição e um menor enriquecimento da mistura, melhorando a eficiência da conversão do combustível. A eficiência foi melhorada em até 20% em velocidades médias e altas cargas, pois nessas condições o turbo-compressor compensa a menor eficiência volumétrica da estratégia LIVC, tornando possível um melhor aproveitamento da capacidade de contenção da detonação. Essa melhora ocorreu muito por conta da possibilidade de operação com mistura estequiométrica, enquanto normalmente tal condição exigiria um enriquecimento da mistura com o intuito de evitar a ocorrência da detonação. Em operações com baixa velocidade do motor, os ganhos foram menores devido à menor capacidade do turbo-compressor de compensar a menor eficiência volumétrica, limitando a redução do tempo de compressão da mistura. Por fim, em altas velocidades, a detonação é naturalmente contida pela velocidade do motor. Ainda assim, ganhos de até 7% foram atingidos devido à redução do enriquecimento da mistura permitido pela adoção da estratégia LIVC.

Di Sanctis e Gallo (2015) realizaram um estudo com foco no controle de carga através do fechamento da válvula de admissão – fechamento antecipado (*early intake valve closing* – EIVC) ou fechamento tardio (*late intake valve closing* – LIVC). Foram utilizadas simulações termodinâmicas de um motor de ignição por centelha para representar o funcionamento de um motor em duas velocidades distintas. Os resultados do estudo mostraram um aumento de 7% da eficiência térmica em baixas velocidades e um aumento de 9% da eficiência térmica em altas velocidades utilizando o EIVC. O modo LIVC também apresentou melhoras na eficiência térmica, porém foram menores quando comparadas com o EIVC. Outra observação do estudo foi um menor pico de pressão para ambos os controles da válvula de admissão, quando comparado com o controle através da válvula borboleta.

Martins e Lanzanova (2015) utilizaram simulação 1D para representar diversas configurações de um motor operando no Ciclo Miller a plena carga utilizando etanol como combustível. O objetivo do estudo foi investigar os efeitos do tempo de fechamento da válvula de admissão, assim como a duração da combustão, temperaturas no cilindro e diluição da carga – utilizando EGR. Os autores concluíram que as melhores eficiências foram atingidas com aplicação do EIVC através de válvulas atuadas por solenoide. Foi concluído também que, caso a duração da combustão possa ser mantida em níveis aceitáveis, o uso do EGR, assim como operações com misturas pobres, reduz a ocorrência de detonação e melhora as propriedades termodinâmicas da carga. Os resultados do estudo mostram as vantagens em relação ao Ciclo Otto não apenas em relação à eficiência, mas devido ao efeito de resfriamento da carga que o etanol proporciona. Por fim, a aplicação do conceito do Ciclo Miller sem tecnologias para o controle variável das válvulas estaria comprometido entre eficiência e o desempenho desejado. Entretanto, caso o motor operando em Ciclo Miller seja utilizado para geração de energia elétrica, até mesmo a mínima melhoria de eficiência seria altamente benéfico, enquanto o uso do etanol ajuda na redução de emissão de carbono dos combustíveis fósseis.

Li et al. (2014) compararam os efeitos do aumento da razão volumétrica de compressão e do momento de fechamento da válvula de admissão no consumo de combustível – tanto no caso de fechamento antes do PMI (EIVC) quanto fechamento depois do PMI (LIVC). Foi concluído que o aumento da razão volumétrica de compressão melhora o consumo de combustíveis em condições de baixa carga. Em contra partida, em condições de cargas elevadas, o aumento da razão volumétrica de compressão criou condições mais favoráveis à ocorrência de detonação. Ambas as estratégias (EIVC e LIVC) se mostraram eficientes na contenção da detonação, sendo que EIVC apresentou menor trabalho de

bombeamento e menor taxa de liberação de calor quando comparado com LIVC. De acordo com os autores, isso se deve à menor pressão e temperatura no fim do tempo de compressão.

Wan e Du (2013) utilizaram modelos computacionais através de simulações no GT Power® para representar ciclos de um motor de ignição de centelha e analisar potenciais benefícios da combinação de alta razão volumétrica de compressão com ciclo expandido – utilizado EIVC para condições de carga parcial e LIVC para condições de plena carga. De acordo com os autores, a aplicação do EIVC em cargas parciais apresentou melhoras na admissão e reduziu o trabalho de bombeamento, reduzindo o consumo de combustível em até 11%. Para condições de plena carga, a aplicação do LIVC reduziu as pressões e temperaturas no cilindro, reduzindo a ocorrência de detonação, e ampliou a região de operação em MBT, reduzindo em até 5,7% o consumo de combustível.

Visando determinar a razão volumétrica de compressão limite para o uso de misturas de etanol-gasolina, Szybist et al. (2010) desenvolveu um estudo utilizando gasolina regular, gasolina de alta octanagem e misturas com 10% (E10), 50% (E50) e 85% (E85) de etanol, além de investigar os efeitos do etanol, da razão volumétrica de compressão e das estratégias EIVC e LIVC na ocorrência da detonação. O estudo concluiu que a eficiência térmica e a pressão média indicada (pmi) aumentam conforme a razão volumétrica de compressão é aumentada contanto que o avanço de ignição não seja ajustado com o objetivo de conter a detonação – sendo que apenas os combustíveis com maior concentração de etanol não exigiram ajuste no avanço de ignição. Devido ao efeito de resfriamento da carga e a maior quantidade de energia por unidade de massa de ar na mistura estequiométrica, maiores concentrações de etanol resultaram em um aumento da potência e da eficiência térmica do ciclo. Uma alternativa para evitar detonação com menores ajustes no avanço de ignição foi a aplicação das estratégias EIVC ou LIVC que, embora tenham reduzido a potência do motor, apresentaram quedas menores da eficiência. Tais estratégias reduzem a razão volumétrica de compressão efetiva reduzindo, assim, a probabilidade da ocorrência de detonação. Comparado com um menor avanço de ignição, as estratégias EIVC e LIVC permitem uma maior compatibilidade de combustíveis propensos à detonação em altas razões de compressão sem que haja uma queda substancial da eficiência. A duração da combustão aumenta com a aplicação da estratégia EIVC devido à menor turbulência no interior do cilindro. Mesmo com uso de válvulas assimétricas para induzir uma maior turbulência, a duração da combustão continua mais longa do que em casos que é utilizada a estratégia LIVC ou controle de carga na válvula borboleta.

França Júnior (2009) desenvolveu um estudo utilizando simulações no software GT Power (Gamma Technologies) para comparar e analisar a eficiência de um motor através de três meios de controle de carga: EIVC, LIVC e válvula borboleta. Os resultados mostraram o potencial do Ciclo Miller – EIVC e LIVC – na melhora do consumo de combustível devido à menor perda de bombeamento e melhores características da combustão. Entretanto, os ganhos em eficiência são limitados pela redução da razão volumétrica de compressão efetiva devido à aplicação do Ciclo Miller.

Wang et al. (2008) fizeram uma análise experimental da aplicação do Ciclo Miller para reduzir a emissão de NO_x . Os resultados mostraram que o Ciclo Miller – com fechamento tardio da válvula de admissão – leva a menores pressões e temperaturas ao fim da compressão, dessa forma, a combustão atinge temperaturas mais baixas, se comparado com o Ciclo Otto. As menores temperaturas dos gases no Ciclo Miller reduziram os índices de emissões de NO_x em até 46%. Entretanto, a aplicação do Ciclo Miller reduziu a potência em até 13% devido à menor massa de combustível aspirada.

3.4 Resumo da Revisão Bibliográfica

Com base nos estudos citados nessa seção, algumas observações podem ser destacadas quanto ao uso do etanol como combustível, aumento da razão volumétrica de compressão e aplicação do Ciclo Miller. Por característica do combustível, o etanol – em comparação com a gasolina – apresenta menor poder calorífico e menor razão estequiométrica (Saikrishnan, Karthikeyan e Jayaprabakar (2018)), o que acaba elevando o consumo de combustível e o consumo específico de combustível (Balki e Sayin (2014), Zhuang e Hong (2013)). Entretanto, o uso de etanol como combustível apresenta maiores valores de potência e torque, além de ter uma maior capacidade de resfriamento da massa aspirada pelo motor. Devido à maior octanagem em comparação com a gasolina, o uso do etanol possibilita operações utilizando razões volumétricas de compressão mais altas (Costa e Sodré (2011), Cooney, Worm e Naber (2009)). Como consequência, as pressões no cilindro são mais altas, potencializando o ganho em potência e torque e, conseqüentemente, reduzindo o consumo específico de combustível. Referente à emissões, os estudos mostraram resultados complexos quanto ao uso do etanol (Nasir (2018), Saikrishnan, Karthikeyan e Jayaprabakar (2018), Kim, Cho e Min (2015), Zhuang e Hong (2013)). Apesar disso, algumas observées frequentes podem ser destacadas, como as menores emissões de CO e HC devido   maior concentra o de oxig nio na mistura oriundo do etanol. Em consequência de maiores avanços de igni o, o

uso de etanol elevou as temperaturas no cilindro, causando o aumento dos índices de emissões de NO_x .

O uso de sistemas que permitem a manipulação das válvulas se mostra bastante eficaz na aplicação do Ciclo Miller em motores de combustão interna. Tais sistemas permitem a alteração do tempo de fechamento da válvula de admissão, por exemplo, permitindo o uso de estratégias EIVC e LIVC (Zmudka, Postrzednik e Przybyla (2016), Alvarenga et al. (2012)). O uso das estratégias EIVC ou LIVC permite operações com maiores aberturas da válvula borboleta, ou mesmo a retirada do dispositivo, reduzindo as perdas durante a admissão (Wan e Du (2013)). Outra consequência da aplicação do Ciclo Miller é a redução da temperatura no cilindro, consequência da menor razão volumétrica de compressão efetiva. Isso permite operações com misturas mais próximas à estequiometria, melhorando o consumo específico além de conter a detonação (Teodosio et al. (2018)). Apesar disso, em algumas operações, o ganho em eficiência do Ciclo Miller se dá ao custo da potência devido à menor quantidade de massa aspirada pelo motor, principalmente em motores de aspiração natural (Wang et al. (2016), Martins e Lanza Nova (2015)). Outra característica do Ciclo Miller é uma redução da energia de turbulência da mistura dentro do cilindro, o que acaba fazendo com que a combustão fique mais lenta (Millo et al. (2014)). Entretanto, algumas soluções amenizam esse efeito negativo como, por exemplo, a desativação de uma das válvulas de admissão (Moore, Foster e Hoyer (2011)).

4 METODOLOGIA

Nesta seção e etapas e procedimentos do desenvolvimento do trabalho são descritos. Os materiais utilizados para elaborar os modelos de simulação são mencionados, assim como as características do motor base e, por fim, as descrições de cada modelo desenvolvido.

4.1 Materiais

O computador utilizado para realizar as simulações foi um Intel Core i5-6500 3.20 GHz 8 GB de memória RAM. Computador, softwares e licenças de uso foram fornecidos pela PUC-MG sendo que, assim como a criação dos modelos, as simulações foram realizadas nas dependências da PUC-MG.

4.1.1 AVL Boost®

O AVL Boost® 2017 é um programa computacional específico para a simulação de motores de combustão interna com modelos avançados a fim de prever, com alta precisão, o desempenho, a acústica e a eficácia do tratamento de gases. Dessa forma, o software auxilia no desenvolvimento de veículos, uma vez que é possível prever o torque e potência produzidos, assim como as emissões, consumo de combustível e emissão de ruídos. (AVL LIST GMBH, 2015). Para melhor entendimento dos fundamentos teóricos e das equações básicas de todos os componentes que não são apresentados nesse estudo, é recomendada a consulta à documentação própria do software AVL Boost® 2017.

4.1.1.1 Modelo de motor

A ferramenta de pré-processamento do software apresenta um editor e um guia para os dados de entrada. O modelo de cálculo do motor é feito através da construção de um modelo composto por blocos que representa os componentes do motor. O usuário monta um diagrama de blocos, representando os componentes do motor, e conecta os componentes através de tubulações. Dessa maneira, até mesmo os sistemas mais complexos podem ser simulados facilmente, uma vez que o software fornece uma grande variedade de elementos. (AVL LIST GMBH, 2011). Uma vez que o modelo de blocos é finalizado, é necessário inserir informações em cada um dos elementos do modelo, sendo que cada elemento exige informações específicas.

O AVL Boost® permite a criação de parâmetros que podem ser atribuídos de qualquer campo de qualquer elemento do modelo. Com um ou mais parâmetros, é possível criar *Cases* e *Case Sets* que permitam a variação dos parâmetros dentro do modelo de simulação. (AVL LIST GMBH, 2011).

4.1.1.2 Representação das espécies

O AVL Boost® calcula as propriedades dos gases em cada componente e a cada passo de cálculo, sendo que as propriedades dos gases dependem da temperatura, pressão e composição dos gases. A composição dos gases pode ser descrita com um base em um número arbitrário de espécies definido pelo usuário, sendo um mínimo de sete espécies: combustível, O₂, N₂, CO₂, H₂O, CO e H₂. Para cada espécie, uma equação de conservação é aplicada em cada um dos elementos do modelo. (AVL LIST GMBH, 2011).

4.1.1.3 Seleção dos componentes do combustível

O AVL Boost® permite que o usuário determine um combustível padrão ou a composição de uma mistura. Os componentes dessa mistura são selecionados pelo usuário em uma lista de espécies. O usuário deve definir a proporção mássica ou volumétrica de cada componente em relação ao total. A seleção do combustível, ou composição da mistura, é feita acessando o menu *Simulation/Control*. Na janela seguinte, as propriedades do combustível estão na opção *Classic Species Setup*. Após a composição da mistura, o software calcula todas as propriedades com base nos elementos da mistura e suas proporções. A composição, em proporção volumétrica, assim como as características dos combustíveis utilizados para a simulação estão descritas no Quadro 1:

Quadro 1 - Composição e características dos combustíveis simulados

Etanol	Etanol: 94%
	Água: 6%
	RON: 118
	MON: 100
	IAD: 109
Gasolina	Gasolina: 75%
	Etanol: 25%
	RON: 91
	MON: 83
	IAD: 87

Fonte: (WIBOWO et al., 2018) (PETROBRAS, 2019)

4.1.1.4 Modelo de combustão Vibe de duas zonas

Para modelar o processo de combustão, foi escolhida a função Vibe de duas zonas. Nesse modelo, as equações de conservação (seção 2.7.1) são aplicadas tanto na zona queimada (Equação 29) quanto na zona não queimada (Equação 30):

$$\frac{dm_b u_b}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{wb}}{d\alpha} + h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\alpha} \quad (29)$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\alpha} = -p_c \frac{dV_u}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_{wu}}{d\alpha} - h_u \frac{dm_b}{d\alpha} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{d\alpha} \quad (30)$$

Sendo que: m = massa dos gases [kg];

u = energia interna específica dos gases no cilindro [J/kg];

p_c = pressão dos gases no cilindro [Pa];

V = volume dos gases [m³];

Q_F = calor do combustível [J];

Q_w = perda de calor para as paredes do cilindro [J];

h = entalpia específica dos gases [J/kg];

indicador b = referente à zona queimada (*burned*);

indicador u = referente à zona não queimada (*unburned*);

indicador BB = referente aos gases do *blow-by*;

α = ângulo do virabrequim [°]. (AVL LIST GMBH, 2011).

O termo $h_u \frac{dm_b}{d\alpha}$ considera o fluxo de entalpia da zona não queimada para a zona queimada devido à conversão da mistura ar-combustível em produtos da combustão. O fluxo de calor entre as duas zonas são desconsiderados. (AVL LIST GMBH, 2011). Os detalhes do processo de combustão – nesse caso, as variáveis da função Vibe (seção 2.7.2.1) – são dados de entrada fornecidos pelo usuário.

$$\frac{dx_b}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} (m + 1)y^m e^{-ay^{(m+1)}} \quad (31)$$

$$dx_b = \frac{dQ}{Q} \quad y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \quad (32)$$

Sendo que: x_b = fração da massa queimada [-];

Q = calor liberado pelo combustível [J];

α = ângulo do virabrequim [°];

α_0 = início da combustão [°];

$\Delta\alpha_c$ = duração da combustão [°];

m = parâmetro de forma [-];

a = parâmetro [-].

Os valores para o parâmetro m da função Vibe foram definidos como 1,50 para o uso de gasolina e 1,22 para o uso de etanol. (YASHWANTH, VENUGOPAL e RAMESH, 2014). Já para o parâmetro a foi determinado o valor 6,9. Esse valor foi escolhido com base na documentação do software AVL Boost® uma vez que esse valor representa combustão completa. Os valores para os parâmetros de início da combustão α_0 e duração da combustão $\Delta\alpha_c$ foram ajustados de acordo com as condições de operação simuladas.

Em relação aos volumes, a soma das variações de volume das zonas queimadas e não queimadas devem igualar à variação de volume do cilindro, assim como a soma dos volumes (zonas queimadas e não queimadas) deve igualar ao volume do cilindro. (AVL LIST GMBH, 2011).

$$\frac{dV_b}{d\alpha} + \frac{dV_u}{d\alpha} = \frac{dV}{d\alpha} \quad (33)$$

$$V_b + V_u = V \quad (34)$$

4.1.1.4.1 Knock Model

No AVL Boost®, a escolha da função Vibe Duas Zonas permite a utilização do *Knock Model* para calcular o *Octane number* (ON). O *Octane number* é um número calculado pelo AVL Boost® que representa a octanagem mínima para que não aconteça detonação nas condições simuladas. Dessa forma, caso o ON calculado pelo AVL Boost® seja menor do que o IAD do combustível simulado, a operação simulada não apresenta detonação. O modelo, derivado da equação de Arrhenius, é apresentado pela equação:

$$ON = 100 \cdot \left(\frac{1}{A} \cdot \int_{t_{soc}}^{t_{85\%MFB}} p^n \cdot e^{\frac{-B}{T_{UBZ}}} \cdot dt \right)^{\frac{1}{a}} \quad (35)$$

Sendo que: ON = *octane number* [-];

p = pressão da mistura não consumida [atm];

T = temperatura da mistura não consumida [K];

A, a, n, B = constantes.

Os valores das constantes do *Knock Model* para as operações utilizando gasolina são os valores encontrados por Heywood (1988) enquanto que para operações utilizando etanol foram utilizados os valores encontrados por Elmqvist et al. (2013), conforme apresentado no Quadro 2:

Quadro 2 - Valores das constantes Knock Model

	Etanol	Gasolina
Exponent a [-]	3,402	3,402
Exponent n [-]	1,7	1,7
Constant A [ms]	21	17,68
Constant B [K]	3800	3800

Fonte: (HEYWOOD, 1988) (ELMQVIST ET AL., 2003)

4.1.1.5 Pós-processamento

Para o pós-processamento, foi utilizada a ferramenta AVL Impress® 2017 para interpretar os resultados do cálculo computacional, assim como para plotar gráficos das variáveis médias obtidas no desenvolver do trabalho e das variáveis instantâneas, calculadas em relação ao ângulo do virabrequim. Além disso, os dados dos gráficos plotados no AVL Impress® foram exportados para registro e elaboração de gráficos no Microsoft Excel®.

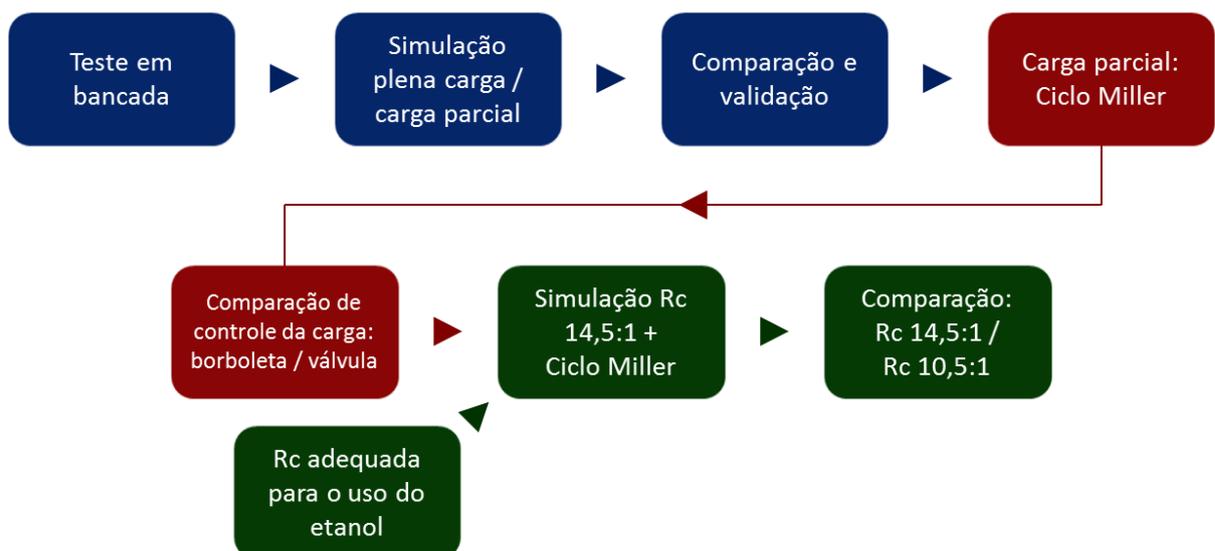
4.2 Procedimento

Em resumo, o trabalho consistiu em utilizar um teste em bancada como fonte de dados de entrada e referência para comparação de um modelo de representação do funcionamento de um motor de combustão interna, em três condições de carga, utilizando etanol e gasolina. A validação se deu comparando o resultado da simulação com o correspondente resultado do motor base em bancada, sendo que o teste em bancada não foi realizado pelo autor e nem foi objeto de estudo. Com um modelo validado, foram feitas alterações nos elementos do modelo para aplicação do Ciclo Miller, possibilitando fazer o controle da carga através da válvula de admissão. Dessa forma, os resultados da simulação do Ciclo Miller foram comparados com os resultados da simulação em características originais. A razão volumétrica de compressão adequada para o etanol foi determinada através da simulação utilizando o etanol com o diagrama da válvula de admissão original. A razão volumétrica de compressão adequada para o etanol foi determinada como 14,5:1 pois foi a maior razão volumétrica de compressão que não apresentou detonação em qualquer das rotações simuladas na condição de plena carga utilizando o diagrama da válvula de admissão original. Os procedimentos que resultaram nesse valor são detalhados mais adiante. Por fim, foi simulada a razão volumétrica de compressão de 14,5:1 combinada com o Ciclo Miller para controle de carga e contenção da detonação utilizando etanol e gasolina, comparando os resultados dessas simulações com os resultados das simulações com características originais. O Quadro 3 mostra as condições de operação simuladas de cada modelo desenvolvido nesse estudo assim como a referência para comparação de resultados. A Figura 14 mostra um fluxograma geral do estudo realizado:

Quadro 3 - Condições de operação e referências dos modelos simulados

	Modelo de Validação	Modelo EIVC	Modelo Ciclo Miller
Frequências de giro do motor	2000 a 6000 rpm Passo de 500 rpm	2000 a 6000 rpm Passo de 500 rpm	2000 a 6000 rpm Passo de 500 rpm
Cargas	Plena carga (Carga A) 8 bar de PME (Carga B) 4 bar de PME (Carga C)	8 bar de PME (Carga B) 4 bar de PME (Carga C)	Plena carga (Carga A) 8 bar de PME (Carga B) 4 bar de PME (Carga C)
Combustível	Etanol Gasolina	Etanol Gasolina	Etanol Gasolina
Controle de massa aspirada	Ângulo de abertura da válvula borboleta	Fechamento antecipado da válvula de admissão	Fechamento antecipado da válvula de admissão
Razão volumétrica de compressão	10,5:1	10,5:1	14,5:1
Comparação	Teste Experimental	Modelo de Validação	Modelo de Validação

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 14 - Fluxograma geral do estudo

Fonte: Elaborado pelo autor

Os resultados de todas as simulações realizadas que foram registrados são:

- a) Eficiência volumétrica;
- b) Consumo de combustível;
- c) Torque;
- d) Consumo específico de combustível;
- e) *Octane number*;
- f) Pressão e volume de um ciclo de um dos cilindros – gráfico PxV.

Os dados de pressão e volume de um ciclo foram utilizados para o cálculo da pressão média de bombeamento através da seguinte equação:

$$PMB = \frac{1}{V_D} \cdot \int_A p \cdot dV \quad (36)$$

Sendo que: PMB = pressão média de bombeamento [bar];

V_D = volume deslocado [m³];

p = pressão no cilindro [bar];

V = volume no cilindro [m³].

A Equação 36 foi aplicada na área A correspondente ao ciclo de bombeamento, que é a porção inferior de um diagrama PxV do ciclo do motor. A Figura 3 mostra um exemplo de diagrama PxV de um ciclo do motor.

4.2.1 Modelos de validação

O motor base selecionado para as simulações é um motor 1.6L 16v Flex, ignição por centelha e injeção indireta de combustível. As características do motor base estão descritas no Quadro 4:

Quadro 4 - Características geométricas do motor base

Diâmetro	77 mm	Razão volumétrica de compressão	10,5:1
Curso	85,8 mm	Cilindros	4
Volume deslocado	1,6L	Válvulas por cilindro	4
AVA [°]	2 APMS	AVE [°]	54 APMI
FVA [°]	34 DPMS	FVE [°]	14 DPMS

Fonte: Dados da pesquisa

As condições de operação simuladas estão descritas no Quadro 5:

Quadro 5 - Plano de simulações

 rotações	2000 a 6000 rpm Passo de 500 rpm (9 rotações)
 Carga	Plena carga (Carga A) 8 bar de PME (Carga B) 4 bar de PME (Carga C)
 Combustível	Etanol Gasolina

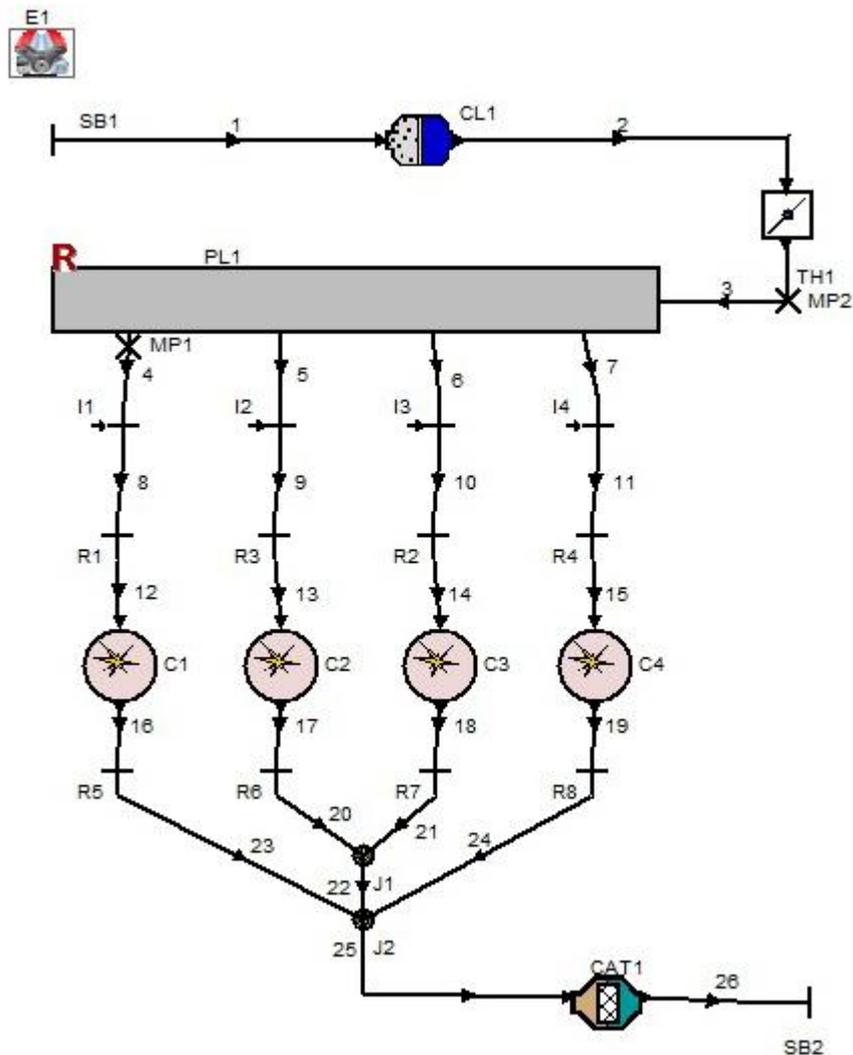
Fonte: Elaborado pelo autor

Os dados utilizados como entrada e referência para validação são decorrentes de teste em bancada do motor base nas mesmas condições descritas no Quadro 5. A composição, em proporção volumétrica, assim como as características dos combustíveis utilizados para a simulação estão descritas no Quadro 1.

A Figura 15 mostra o diagrama de blocos criado no AVL Boost® para representar o motor base. Os elementos utilizados foram:

- a) Motor (*engine*) – E;
- b) Duas fronteiras de sistema (*system boundary*) – SB;
- c) Filtro de ar (*air cleaner*) – CL;
- d) Válvula borboleta (*throttle*) – TH;
- e) Dois pontos de medição (*measure point*) – MP;
- f) Plenum – PL;
- g) Quatro injetores (*injector*) – I;
- h) Oito restrições (*restriction*) – R;
- i) Quatro cilindros (*cylinder*) – C;
- j) Duas junções (*junction*) – J;
- k) Catalisador (*catalyst*) – CAT;
- l) Vinte e seis tubulações (*pipe*) – 1~26;

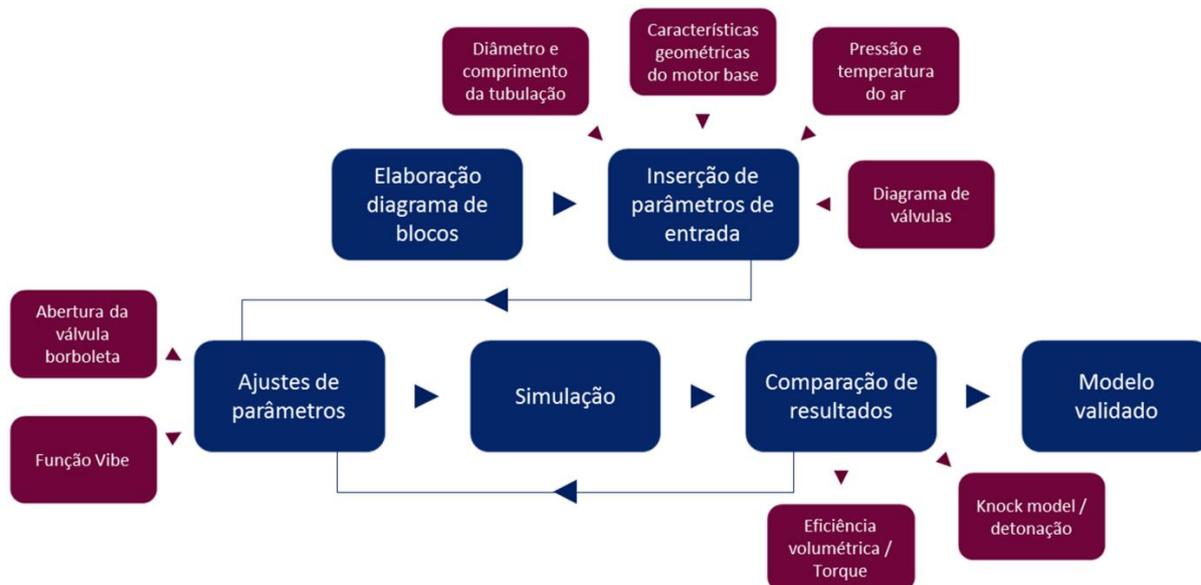
Figura 15 - Diagrama de blocos utilizado como modelo



Fonte: Dados da pesquisa

Para todas as simulações realizadas, as condições foram divididas em *Cases* e *Case Sets*, sendo que o *Case Set 1* foi correspondente aos parâmetros da condição de Carga A, o *Case Set 2* foi correspondente aos parâmetros da condição de Carga B e o *Case Set 3* foi correspondente aos parâmetros da condição de Carga C. As informações referentes aos *Parameters*, *Case Sets* e informações específicas de cada um dos elementos estão nos Apêndices A, B e C. A Figura 16 mostra um fluxograma que representa a configuração do modelo para as simulações de validação.

Figura 16 - Fluxograma para configuração do modelo de validação



Fonte: Elaborado pelo autor

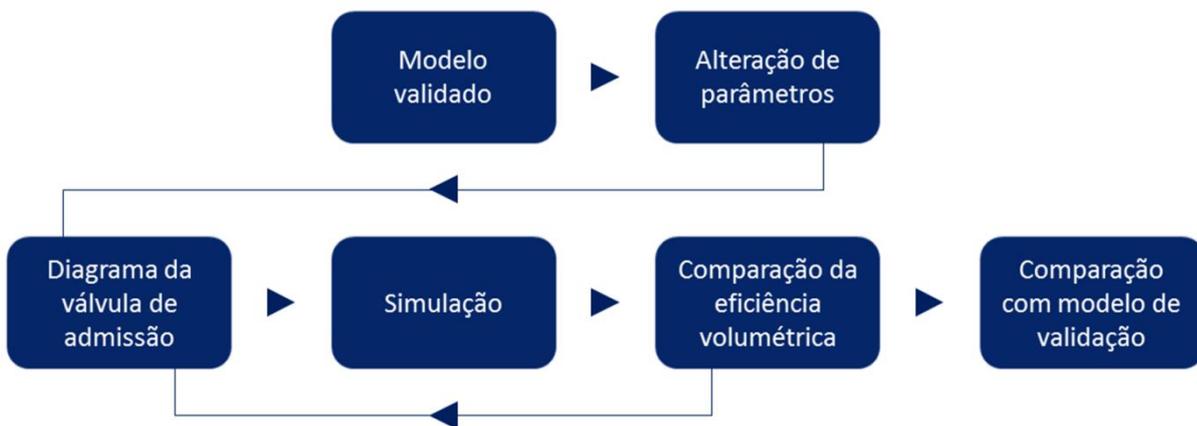
Como representado na Figura 16, o primeiro passo foi a disposição dos elementos que representam os componentes do motor, tais como válvula borboleta, cilindro, injetores e etc. Com os elementos dispostos e conectados por tubulações, os dados do motor e dos testes foram inseridos nos elementos específicos. Alguns exemplos desses dados são o diâmetro e comprimento das tubulações, razão ar-combustível, condições do ar aspirado, diagrama de válvulas e características geométricas do motor. Posteriormente, simulações foram realizadas e seus resultados comparados com os dados de teste em dinamômetro. Os parâmetros comparados para a validação foram a eficiência volumétrica, do consumo de combustível, do torque e da previsão da ocorrência de detonação. O ajuste da eficiência volumétrica foi feito através da alteração do ângulo de abertura da válvula borboleta (*throttle*), enquanto o ajuste do torque foi feito através da alteração dos parâmetros da função Vibe duas zonas – descrita na seção 4.1.1.4 – sendo que as condições simuladas não devem apresentar detonação de acordo com o *Knock Model* (seção 4.1.1.4.1).

Uma vez validados os dados das simulações que representam o teste em bancada, os dados referentes à função Vibe não foram alterados para os modelos seguintes nas condições de carga e frequência de giro correspondentes.

4.2.2 Modelos EIVC

Com um modelo validado, foram feitas alterações para representar o uso do Ciclo Miller para o controle da massa aspirada pelo motor. Portanto, essas alterações foram feitas para as condições de Carga B e Carga C. As alterações foram abertura da válvula borboleta (*throttle*), pressão de inicialização no *plenum* e diagrama da válvula de admissão. A válvula borboleta (*throttle*) foi configurada com abertura máxima (*wide open throttle* – WOT). Dessa forma, a representação do *throttle* é similar às condições de plena carga. A pressão de inicialização no *plenum* foi alterada de modo que a diferença entre a pressão ambiente e a pressão de inicialização no *plenum* seja similar à diferença correspondente da condição de carga A. As mudanças dos diagramas da válvula de admissão foram feitas com base no modo de operação EIVC do sistema MultiAir® (seção 2.6.1). Dessa forma, o controle da massa aspirada pelo motor se fez através do fechamento antecipado da válvula de admissão. Os dados alterados, assim como os diagramas da válvula de admissão, estão no Apêndice B e C. A Figura 17 mostra um fluxograma representando a configuração do modelo para a aplicação do Ciclo Miller.

Figura 17 - Fluxograma de configuração do modelo para aplicação do Ciclo Miller



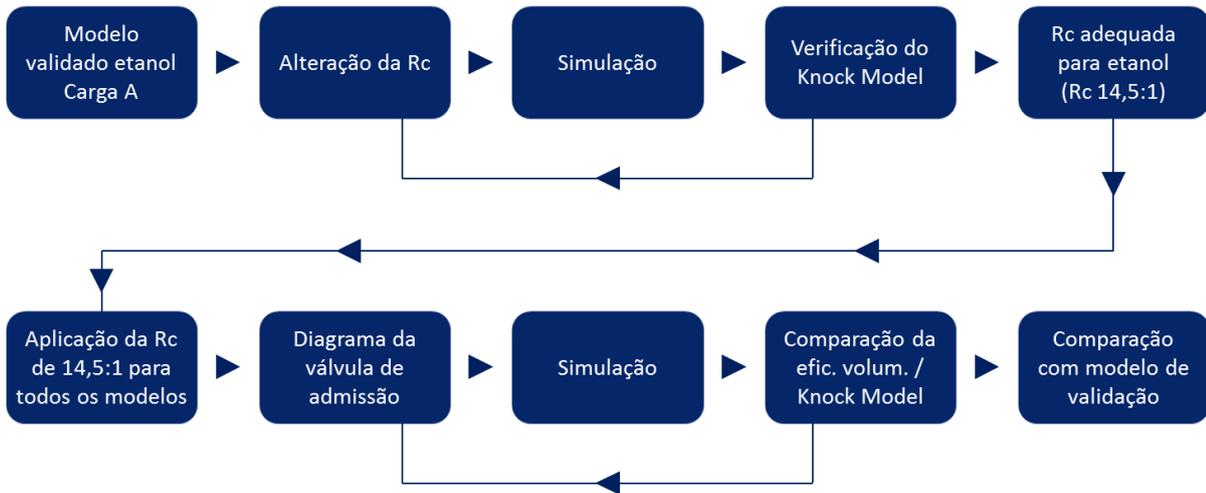
Fonte: Elaborado pelo autor

O diagrama da válvula de admissão utilizado foi o que mais se aproximou do valor de eficiência volumétrica do modelo de validação para as condições correspondentes de carga e frequência de giro. Portanto, foram simulados diagramas específicos da válvula de admissão para cada condição de carga, frequência de giro e combustível. Dessa forma, foi possível comparar os resultados da representação de ambos os controles de carga – válvula borboleta (modelos de validação) e válvula de admissão (modelos EIVC) – com valores de eficiência

volumétrica similares. Os resultados das simulações que foram comparados são eficiência volumétrica, consumo de combustível, torque, consumo específico de combustível, *Octane Number* e pressão média de bombeamento (PMB) – calculada através do gráfico PxV.

4.2.3 Modelos Ciclo Miller

A razão volumétrica de compressão adequada para o uso do etanol foi a razão volumétrica de compressão mais alta utilizada no modelo de validação para o uso de etanol na condição de plena carga (Carga A) que não apresentou a ocorrência de detonação em nenhuma das rotações simuladas utilizando o diagrama de válvulas original do modelo. Além de alterações similares às citadas na seção anterior, o parâmetro correspondente à área do cabeçote na câmara de combustão foi alterado decorrente da mudança da razão volumétrica de compressão. Uma vez determinada a razão volumétrica de compressão adequada para o uso do etanol com o valor de 14,5:1, essa razão volumétrica de compressão foi utilizada nos modelos que representam as demais condições e carga e frequência de giro, incluindo para o uso da gasolina. Em conjunto com essa razão volumétrica de compressão de 14,5:1, foi utilizado o Ciclo Miller para controle da massa aspirada pelo motor e para contenção da detonação, visando atingir a mesma eficiência volumétrica das simulações correspondentes do modelo de validação com razão volumétrica de compressão de 10,5:1. Nas condições simuladas em que o *Knock Model* apresentou a ocorrência de detonação, a medida para conter a detonação foi alterar o diagrama da válvula de admissão, antecipando o fechamento da válvula de admissão de forma a reduzir a razão volumétrica de compressão efetiva. Além da alteração do parâmetro correspondente à área do cabeçote na câmara de combustão, outras modificações foram as mesmas citadas na seção 4.2.2. A Figura 18 mostra um fluxograma que representa a configuração dos modelos Ciclo Miller – em que a razão volumétrica de compressão de 14,5:1 foi combinada com o Ciclo Miller para controle de massa aspirada pelo motor e contenção da detonação.

Figura 18 - Fluxograma para configuração do modelo com Rc otimizada e Ciclo Miller

Fonte: Elaborado pelo autor

Os resultados das simulações que foram comparados com os resultados das simulações de validação correspondente são eficiência volumétrica, consumo de combustível, torque, consumo específico de combustível, *Octane Number* e pressão média de bombeamento (PMB) – calculada através do gráfico PxV. Os parâmetros inseridos nos elementos do modelo, assim como os diagramas da válvula de admissão, estão no Apêndice A, B e C.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

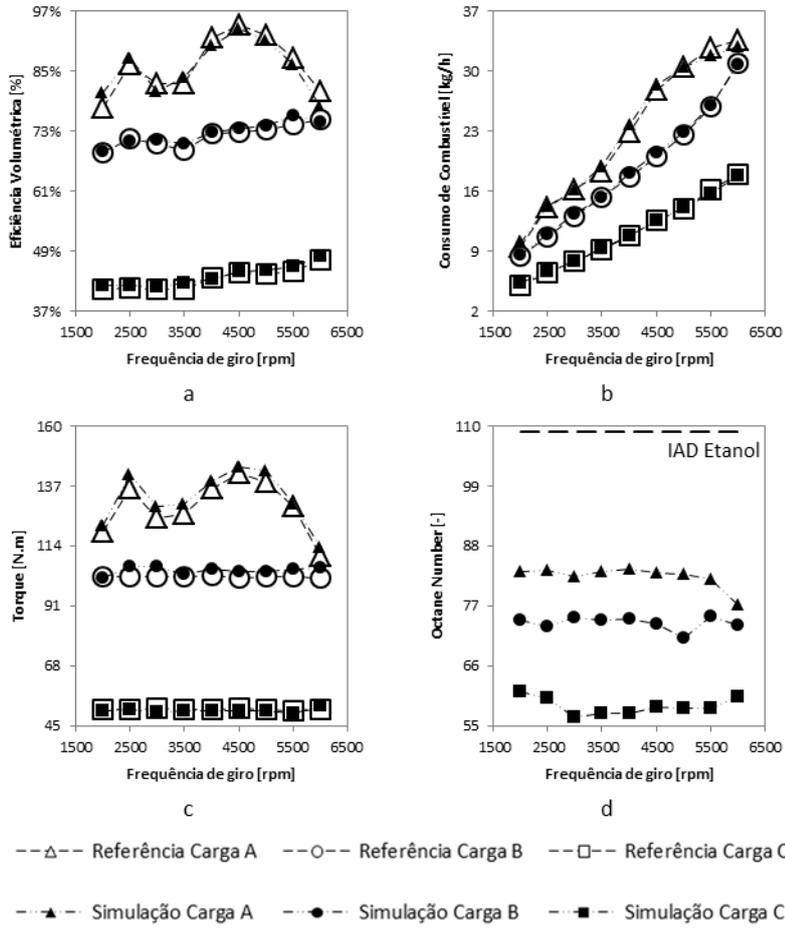
Os resultados apresentados nesta seção são provenientes das simulações que representam o funcionamento do motor 1.6L 16v Flex. Para melhor compreensão dos resultados, esta seção é dividida de acordo com as etapas das simulações e os combustíveis simulados serão analisados separadamente. Os valores dos parâmetros das simulações, assim como do ensaio experimental, estão no Apêndice D.

5.1 Simulações do modelo de validação etanol

Nesta seção, são discutidos os resultados referentes aos modelos de validação das simulações utilizando etanol nas três condições de carga, conforme apresentado na seção 4.2.1. O Gráfico 1 mostra os resultados de eficiência volumétrica (a), consumo de combustível (b), torque (c) e *octane number* (d) das simulações do modelo de validação utilizando etanol para as três cargas simuladas, assim como os resultados correspondentes do teste em bancada utilizado como referência. Posteriormente, a Tabela 1 mostra a diferença percentual entre os resultados de simulação e o teste em bancada, sendo que diferenças positivas significam que o resultado da simulação foi maior do que o correspondente resultado do teste em bancada, enquanto diferenças negativas significam que o resultado da simulação foi menor que o correspondente resultado do teste em bancada.

Observando o Gráfico 1, é fácil observar que os resultados das simulações seguiram a mesma tendência dos resultados do teste em bancada para os três parâmetros de desempenho comparados nas três condições de carga simuladas. De acordo com a Tabela 1, a maior diferença percentual entre os resultados de simulação e teste em bancada foi de 4,0%, referente ao torque na frequência de giro de 2500 rpm e Carga A. Os resultados de *octane number* mostram que as simulações não propiciaram condições para a ocorrência de detonação, uma vez que os valores de *octane number* foram menores que o IAD do etanol. Além disso, a grande diferença entre o IAD do etanol e os valores de *octane number* indica que há margem para aumentar a razão volumétrica de compressão sem criar condições de detonação para o uso de etanol.

Gráfico 1 - Resultados Modelo de Validação Etanol



Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 1 - Diferenças percentuais - Modelo de Validação Etanol

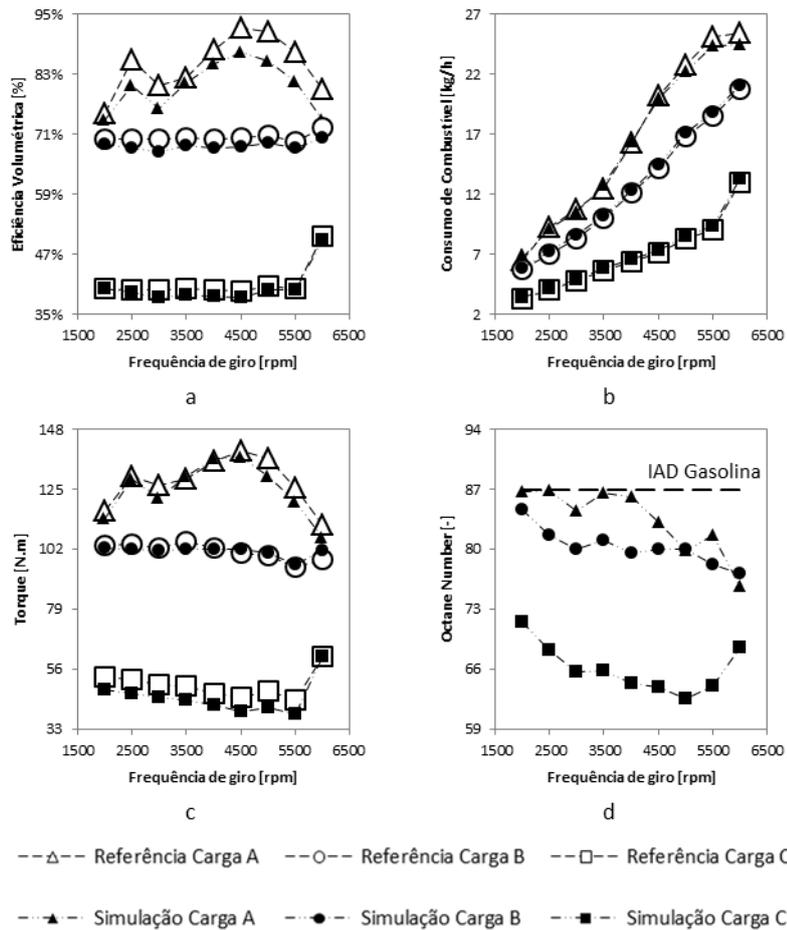
MODELO DE VALIDAÇÃO ETANOL									
Rot. [rpm]	Eficiência Volumétrica			Consumo de Combustível			Torque		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	3,8%	0,2%	1,8%	3,9%	2,7%	3,8%	2,1%	-0,6%	-1,0%
2500	1,6%	-1,0%	1,3%	1,3%	3,3%	2,2%	4,0%	3,7%	0,2%
3000	-2,0%	1,0%	0,9%	0,4%	2,1%	-0,2%	3,6%	3,8%	-2,2%
3500	1,8%	1,9%	3,2%	3,1%	0,0%	1,5%	3,2%	0,7%	-1,3%
4000	-1,5%	0,3%	-0,4%	3,7%	2,0%	0,4%	2,2%	2,7%	-1,0%
4500	-0,8%	0,9%	0,7%	2,3%	2,0%	-0,3%	1,9%	2,5%	-1,7%
5000	-1,1%	0,9%	2,3%	0,3%	1,6%	0,9%	3,1%	2,2%	-1,1%
5500	-1,7%	2,3%	2,4%	-2,5%	0,5%	-2,4%	1,0%	2,9%	-2,1%
6000	-3,7%	-0,8%	1,4%	-2,0%	-0,4%	-0,7%	3,4%	3,7%	2,5%

Fonte: Dados da pesquisa

5.2 Simulações do modelo de validação gasolina

Similar à seção anterior, essa seção apresenta os resultados referentes aos modelos de validação das simulações utilizando gasolina nas três condições de carga, conforme apresentado na seção 4.2.1. O Gráfico 2 mostra os resultados de eficiência volumétrica (a), consumo de combustível (b), torque (c) e *octane number* (d) das simulações de validação utilizando gasolina para as três cargas simuladas, assim como os resultados correspondentes do teste em bancada utilizado como referência. Posteriormente, a Tabela 2 mostra a diferença percentual entre os resultados de simulação e o de teste em bancada.

Gráfico 2 - Resultados Modelo de Validação Gasolina



Fonte: Dados da pesquisa

Analisando o Gráfico 2, observa-se que os resultados das simulações seguiram tendência similar dos resultados do teste em bancada nas três condições de carga utilizando gasolina. Entretanto, a diferença percentual entre os resultados das simulações e os resultados do teste em bancada atingiram valores mais altos do que as diferenças das simulações usando etanol. As maiores diferenças percentuais foram do parâmetro de torque na condição de Carga C – que apresentou diferenças percentuais de até 13,2% (5000 rpm), como mostrado na Tabela 2. Vale ressaltar, também, que a maior diferença percentual para a condição de carga A foi de 7,6% (eficiência volumétrica, 6000 rpm) enquanto a maior diferença percentual para a condição de Carga B foi de 3,7% (eficiência volumétrica, 3000 rpm), endossando que apenas as simulações na condição de Carga C atingiram diferenças maiores que 10%. Por fim, analisando os resultados de *octane number*, percebe-se a não ocorrência de detonação, uma vez que os valores de *octane number* foram menores que o IAD da gasolina. Entretanto, devido à pequena diferença entre o *octane number* e o IAD da gasolina, é possível inferir que

qualquer aumento da razão volumétrica de compressão pode causar detonação, em especial entre as rotações de 2000 e 4000 rpm na condição de Carga A.

Tabela 2 - Diferenças percentuais - Modelo de Validação Gasolina

MODELO DE VALIDAÇÃO GASOLINA									
Rot. [rpm]	Eficiência Volumétrica			Consumo de Combustível			Torque		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	-2,0%	-1,3%	0,3%	2,2%	1,4%	2,8%	-2,3%	-0,7%	-9,4%
2500	-6,0%	-2,7%	-1,1%	-2,2%	2,5%	3,0%	-0,8%	-2,0%	-9,8%
3000	-5,8%	-3,7%	-3,7%	-1,5%	3,6%	3,4%	-3,6%	-0,9%	-10,3%
3500	-1,3%	-2,3%	-3,4%	2,8%	2,1%	3,6%	0,6%	-2,8%	-10,4%
4000	-3,2%	-2,4%	-3,0%	0,8%	2,4%	3,3%	0,4%	-0,3%	-9,5%
4500	-5,3%	-2,5%	-3,4%	-1,2%	2,4%	3,4%	-1,6%	1,2%	-11,8%
5000	-6,2%	-2,3%	-1,9%	-2,4%	2,0%	2,7%	-5,0%	1,0%	-13,2%
5500	-6,8%	-1,8%	-0,4%	-2,7%	1,4%	2,6%	-4,1%	0,9%	-11,6%
6000	-7,6%	-2,9%	-1,3%	-3,8%	1,3%	2,8%	-4,4%	3,5%	-0,4%

Fonte: Dados da pesquisa

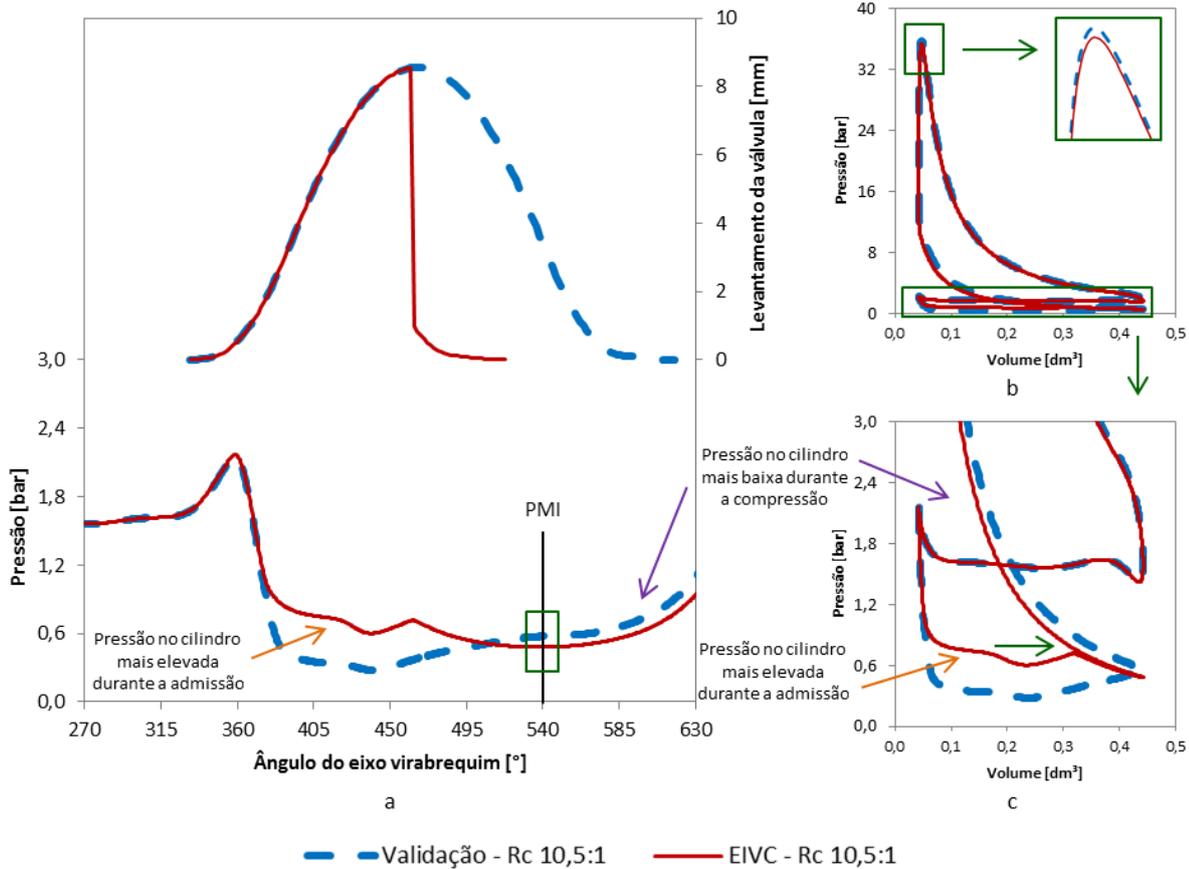
5.3 Simulações do modelo EIVC etanol

Nesta seção, os resultados de dois diferentes métodos para controle da massa aspirada pelo motor são apresentados e discutidos. A metodologia foi abordada na seção 4.2.2 assim como as modificações em relação ao modelo de validação. Os métodos de controle de carga do motor consistem no método convencional representado pelos modelos de simulação validados discutidos na seção anterior, enquanto o controle através do fechamento antecipado da válvula de admissão (EIVC) é representado pelos modelos EIVC.

O Gráfico 3 mostra o diagrama original da válvula de admissão, utilizado no modelo de validação, assim como o diagrama da válvula de admissão com fechamento antecipado (a). Em paralelo aos diagramas da válvula de admissão, está representada a pressão no cilindro durante o processo de admissão (a). Além disso, o diagrama P_xV de um ciclo completo (b), assim como o detalhamento da seção de bombeamento (c), estão representados. As

informações representadas no Gráfico 3 são referentes às simulações na frequência de giro de 4000 rpm na condição de Carga C utilizando etanol. Os dados referentes ao modelo de validação estão representados por linhas azuis tracejadas, enquanto que os dados referentes ao modelo EIVC estão representados pela linha vermelha contínua.

Gráfico 3 - Modelo EIVC - Etanol 4000 rpm Carga C



Fonte: Dados da pesquisa

Como mostrado nos Gráfico 3 (a) e (c), o modelo EIVC apresentou maior pressão no cilindro durante a admissão, como indicado pelas setas laranja. Essa pressão mais elevada foi consequência da posição da válvula borboleta em WOT que não causou queda de pressão na admissão. Por outro lado, a posição da válvula borboleta no modelo de validação provocou queda de pressão na admissão, reduzindo a pressão do ar durante a admissão. Como consequência do movimento para baixo do pistão com as válvulas fechadas, o modelo EIVC apresentou menor pressão no cilindro no PMI, como destacado pelo retângulo verde no Gráfico 3 (a), levando a menores pressões durante o tempo de compressão, como indicado pelas setas roxa nos Gráfico 3 (a) e (c). Entretanto, o pico de pressão no cilindro de ambos os modelos foram similares, como pode ser observado no Gráfico 3 (b). Por fim, o Gráfico 3 (c)

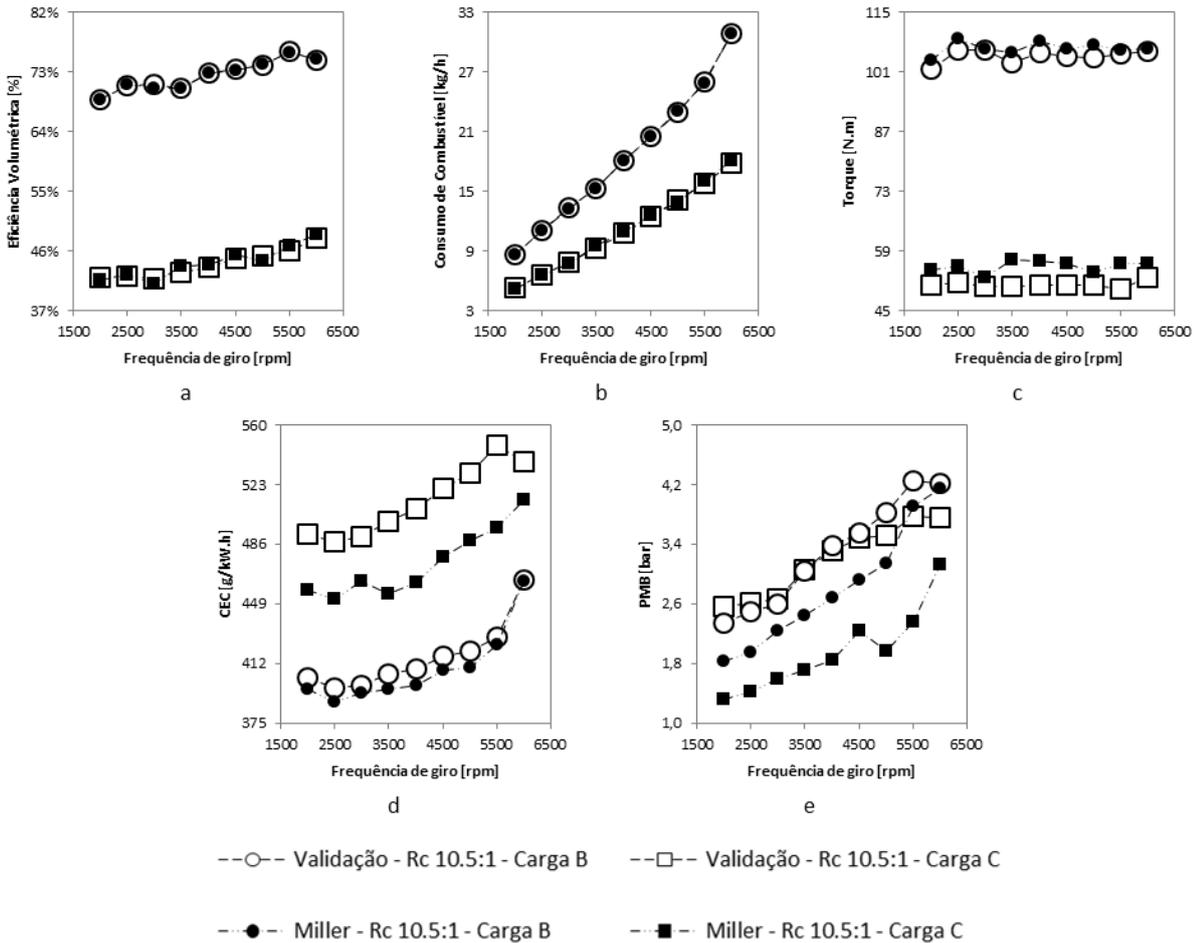
apresenta a seção de bombeamento do ciclo do motor de ambos os modelos de controle de massa aspirada pelo motor. Em razão da posição da borboleta em WOT combinado com o fechamento antecipado da válvula de admissão, o modelo EIVC apresentou menor área correspondente ao bombeamento no ciclo do motor. Como pode ser observado no Gráfico 3 (c) o fechamento antecipado da válvula de admissão (seta verde) do modelo EIVC foi fundamental para a redução da área correspondente ao bombeamento no ciclo motor. Simulações utilizando etanol em outras frequências de giro do motor, assim como simulações referentes à Carga B, apresentaram características similares aos dados representados no Gráfico 3.

O Gráfico 4 mostra os resultados de eficiência volumétrica (a), consumo de combustível (b), torque (c), e CEC (d) e PMB (e) das simulações do modelo de validação e do modelo EIVC utilizando etanol para as duas cargas parciais (cargas B e C). Posteriormente, a Tabela 3 mostra as diferenças percentuais entre os resultados de simulação do modelo EIVC e do modelo de validação, sendo que diferenças positivas significam que o resultado do modelo EIVC foi maior do que o correspondente resultado do modelo de validação, enquanto que diferenças negativas significam que o resultado da simulação do modelo EIVC foi menor que o correspondente resultado do modelo de validação. A Tabela 3 mostra, também, o ponto de fechamento da válvula de admissão de cada ponto de operação simulado.

Observando o Gráfico 4 (a), percebe-se que os valores de eficiência volumétrica do modelo EIVC foram próximos dos valores do modelo de validação nas duas cargas simuladas, com diferenças dentro da margem de 2,2% de acordo com a Tabela 3. Também é possível observar que não houve diferenças significantes no consumo de combustível, como mostrado no Gráfico 4 (b). Entretanto, o modelo EIVC apresentou diferenças notáveis nos valores de PMB (Gráfico 4 (e)). A configuração da válvula borboleta em WOT em conjunto com fechamento antecipado da válvula de admissão para controle da massa aspirada pelo motor levou à redução dos valores de PMB em até 22,3% e 48,1%, como mostrado na Tabela 3, para as condições de Carga B e C respectivamente, em comparação com os resultados do modelo de validação – que utiliza o método convencional de controle da massa aspirada pelo motor através da posição da válvula borboleta. Tais reduções nos valores de PMB estão diretamente relacionadas à menor área de bombeamento do ciclo do motor representadas no Gráfico 3, o que significa que menos energia é gasta durante o ciclo de bombeamento. Em consequência de menos energia utilizada no bombeamento, o modelo EIVC apresentou melhoras no torque de até 2,9% e 12,1% para as condições de Carga B e C, respectivamente, em comparação com os respectivos resultados do modelo de validação (Gráfico 4 (c)), como mostrado na Tabela 3.

Em razão da melhora de torque e sem mudanças significativas no consumo de combustível, o modelo EIVC apresentou reduções no CEC de até 2,5% e 9,4% para as condições de Carga B e C, respectivamente, em comparação com o modelo de validação de acordo com a Tabela 3. Essas reduções de CEC estão relacionadas à melhora da eficiência do ciclo propiciada pela aplicação do Ciclo Miller.

Gráfico 4 - Resultados Modelo EIVC - Etanol



Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 3 - Diferenças percentuais - Modelo EIVC - Etanol

MODELO EIVC – ETANOL						
Rot. [rpm]	Fech. Válv. Adm.		Efic. Volum.		Cons. Comb.	
	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C
2000	50 APMI	94 APMI	0,0%	-0,9%	-0,1%	-0,4%
2500	50 APMI	88 APMI	0,5%	0,1%	0,6%	-0,5%
3000	54 APMI	88 APMI	-0,8%	-1,6%	-0,9%	-1,6%
3500	48 APMI	76 APMI	0,0%	2,2%	0,0%	2,1%
4000	36 APMI	68 APMI	0,1%	1,0%	0,0%	1,2%
4500	26 APMI	60 APMI	-0,2%	1,0%	-0,3%	0,9%
5000	20 APMI	56 APMI	0,3%	-2,0%	0,3%	-2,0%
5500	8 APMI	52 APMI	-0,3%	1,4%	-0,4%	1,2%
6000	14 DPMI	36 APMI	0,2%	1,0%	0,3%	1,2%

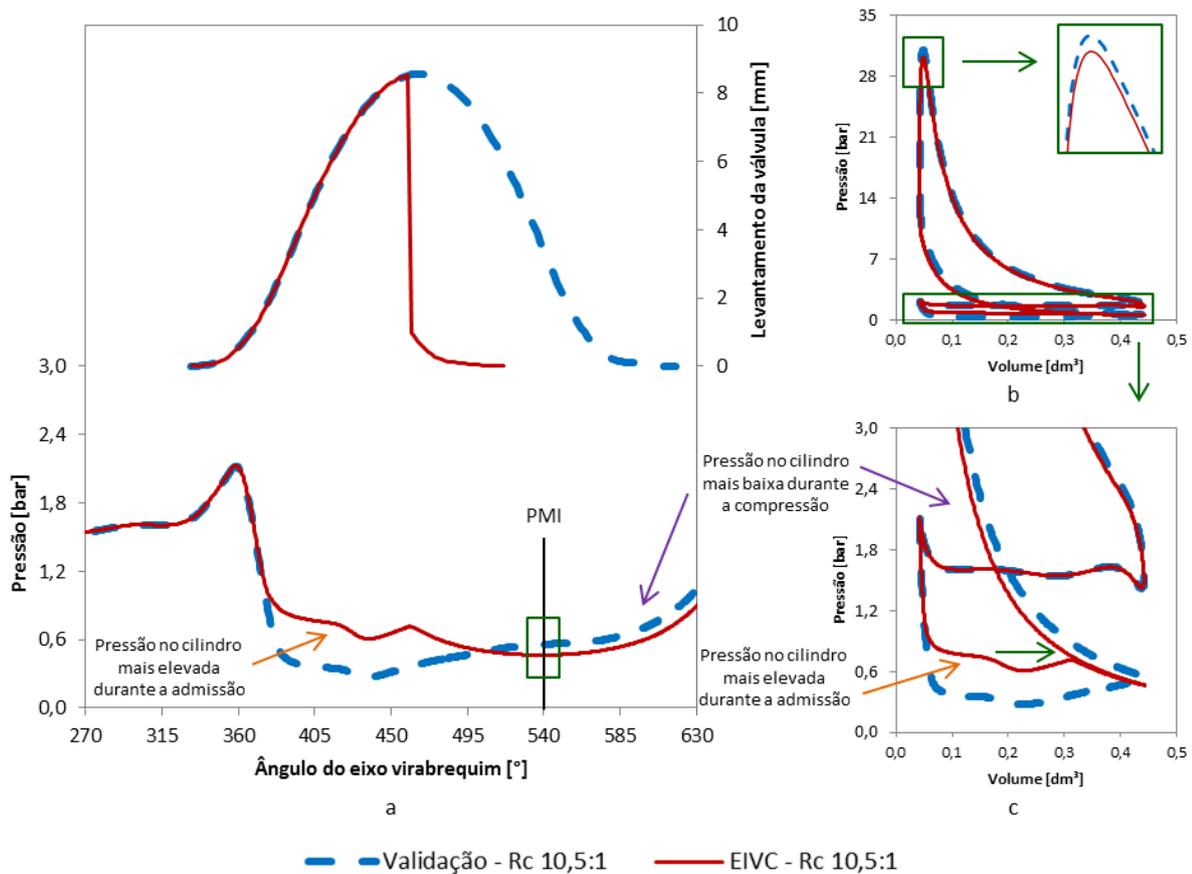
Rot. [rpm]	Torque		CEC		PMB	
	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C
2000	1,8%	7,1%	-1,9%	-7,0%	-22,3%	-48,1%
2500	2,6%	7,2%	-2,0%	-7,2%	-22,0%	-45,3%
3000	0,2%	4,3%	-1,1%	-5,7%	-13,6%	-39,8%
3500	2,3%	12,1%	-2,3%	-9,0%	-19,7%	-43,8%
4000	2,6%	11,1%	-2,5%	-9,0%	-20,7%	-43,9%
4500	1,9%	9,7%	-2,1%	-8,1%	-17,5%	-35,7%
5000	2,9%	6,4%	-2,5%	-7,9%	-18,2%	-43,7%
5500	0,8%	11,7%	-1,2%	-9,4%	-8,0%	-37,6%
6000	0,5%	5,9%	-0,2%	-4,4%	-1,3%	-16,7%

Fonte: Dados da pesquisa

5.4 Simulações do modelo EIVC gasolina

De modo análogo à seção anterior, o Gráfico 5 mostra informações referentes a ambos os modelos, sendo que os dados referentes ao modelo de validação são representados por linhas azuis tracejadas, enquanto que os dados referentes ao modelo EIVC estão representados pela linha contínua vermelha. Os dados são referentes às simulações na frequência de giro de 4000 rpm na condição de Carga C utilizando gasolina. No Gráfico 5 (a), estão representados o diagrama original da válvula de admissão, utilizado no modelo de validação, assim como o diagrama da válvula de admissão com fechamento antecipado. Em paralelo, a pressão no cilindro durante o processo de admissão de ambos os modelos também estão representadas no Gráfico 5 (a). Além disso, o diagrama PxV de um ciclo completo (b), assim como o detalhamento da seção de bombeamento (c), estão representados.

Gráfico 5 - Modelo EIVC - Gasolina 4000 rpm Carga C



Fonte: Dados da pesquisa

Observando o Gráfico 5, é possível observar que o modelo EIVC apresentou, para o uso da gasolina, características similares àsquelas observadas para o uso do etanol – discutidas

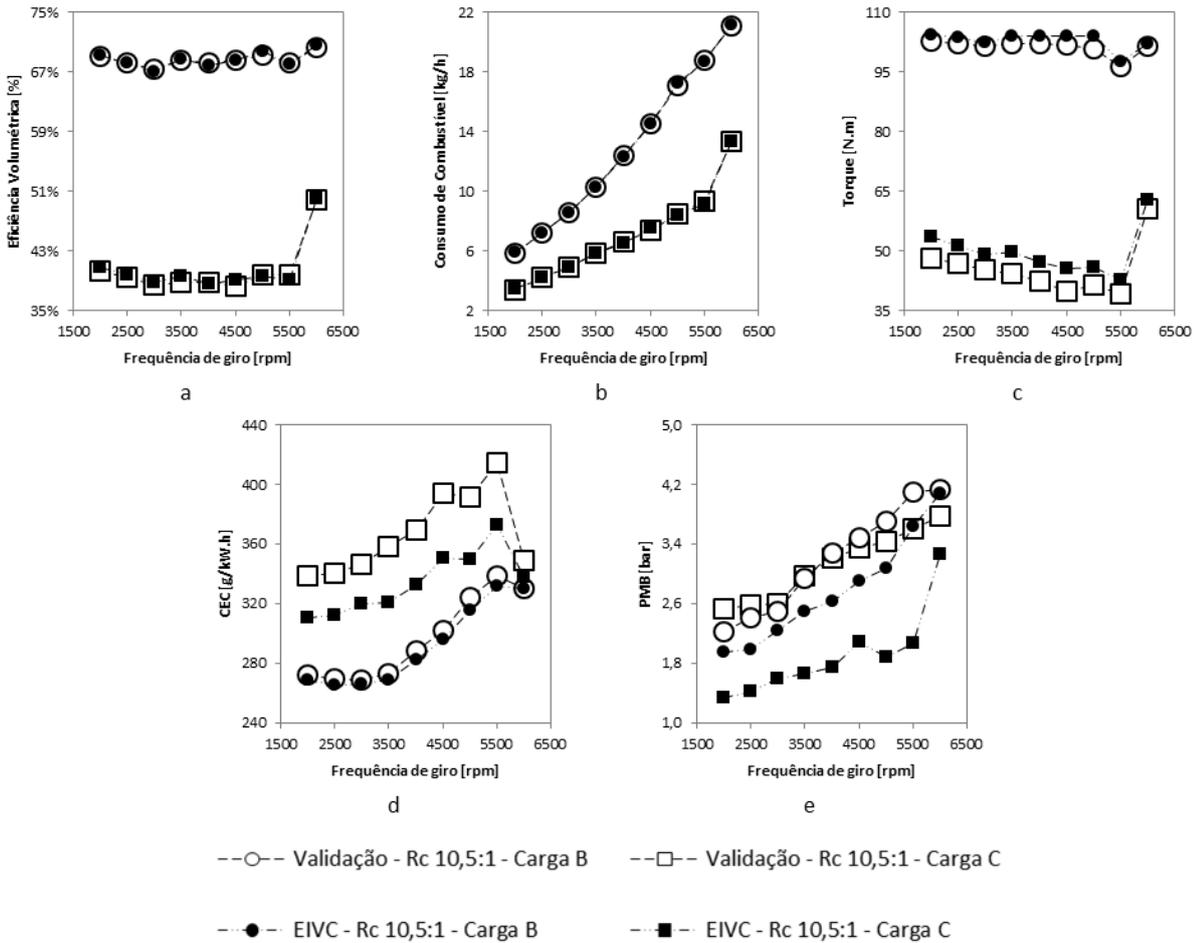
na seção anterior. Em consequência da configuração da válvula borboleta em WOT, o modelo EIVC apresentou maior pressão no cilindro durante a admissão – indicada pelas setas laranja nos Gráfico 5 (a) e (c). O fechamento antecipado da válvula de admissão no modelo EIVC levou a menor pressão no PMI (retângulo verde no Gráfico 5 (a)) e, conseqüentemente, a pressão durante o tempo de compressão também foi menor, em comparação com o modelo de validação, como indicado pelas setas roxa nos Gráfico 5 (a) e (c). Entretanto, como pode ser observado no Gráfico 5 (b), o pico de pressão de ambos os modelos não apresentaram diferenças significativas. Por fim, o modelo EIVC – que combina o fechamento antecipado da válvula de admissão com o posicionamento da válvula borboleta em WOT – levou à redução da área correspondente ao ciclo de bombeamento no ciclo do motor (Gráfico 5 (c)). O fechamento antecipado da válvula de admissão, indicado pela seta verde no Gráfico 5 (c), se mostrou fundamental para a redução da área correspondente ao ciclo de bombeamento. Simulações utilizando gasolina em outras rotações, assim como simulações referentes à Carga B, apresentaram características similares aos dados representados no Gráfico 5.

Os resultados de eficiência volumétrica (a), consumo de combustível (b), torque (c), e CEC (d) e PMB (e) das simulações de ambos os modelos (validação e EIVC) utilizando gasolina para as duas cargas parciais (cargas B e C) estão representados no Gráfico 6. Posteriormente, as diferenças percentuais entre os resultados de simulação do modelo EIVC e do modelo de validação estão indicadas na Tabela 4, assim como o ponto de fechamento da válvula de admissão de cada ponto de operação simulado.

Observando o Gráfico 6 (a), percebe-se que a proximidade dos valores de eficiência volumétrica de ambos os modelos, com diferenças abaixo de 2,1% – como mostrado na Tabela 4. Os resultados de consumo de combustível de ambos os modelos também foram próximos, como mostrado no Gráfico 6 (b), com diferenças dentro da margem de 2,1%, de acordo com a Tabela 4. Assim como no uso de etanol, o modelo EIVC também apresentou diferenças notáveis nos valores de PMB para o uso de gasolina (Gráfico 6 (e)), com reduções de até 19,8% e 46,9% – como mostra a Tabela 4 – para as condições de Carga B e C respectivamente, em comparação com os resultados do modelo de validação. Mais uma vez, essas reduções nos valores de PMB estão diretamente relacionadas à menor área de bombeamento do ciclo do motor representada no Gráfico 5, que significa menor quantidade de energia utilizada para o ciclo de bombeamento. Uma vez que menos energia foi utilizada para o bombeamento, os valores de torque do modelo EIVC foram até 3,3% e 14,5 maiores que os correspondentes valores de torque do modelo de validação nas condições de Carga B e C, respectivamente, como mostrado no Gráfico 6 (c) e na Tabela 4. Em razão da melhora de

torque e sem mudanças significativas no consumo de combustível, o modelo EIVC apresentou reduções no CEC de até 2,5% e 11,1% para as condições de Carga B e C, respectivamente, em comparação com o modelo de validação – como mostra a Tabela 4. Novamente, as reduções de CEC estão relacionadas à melhora do ciclo do motor em consequência da aplicação do Ciclo Miller.

Gráfico 6 - Resultados Modelo EIVC - Gasolina



Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 4 - Diferenças percentuais - Modelo EIVC - Gasolina

MODELO EIVC - GASOLINA						
Rot. [rpm]	Fech. Válv. Adm.		Efic. Volum.		Cons. Comb.	
	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C
2000	36 APMI	90 APMI	0,4%	1,3%	0,7%	2,1%
2500	38 APMI	86 APMI	0,1%	0,8%	0,0%	0,7%
3000	50 APMI	86 APMI	-0,4%	0,9%	0,0%	0,1%
3500	42 APMI	76 APMI	0,1%	2,0%	0,2%	1,0%
4000	34 APMI	70 APMI	-0,4%	-0,4%	-0,5%	-0,2%
4500	24 APMI	64 APMI	0,1%	2,1%	0,1%	1,8%
5000	18 APMI	58 APMI	0,8%	-0,6%	0,7%	-0,8%
5500	14 APMI	58 APMI	-0,1%	-1,9%	-0,4%	-1,5%
6000	14 DPMI	30 APMI	0,4%	0,3%	0,4%	0,0%

Rot. [rpm]	Torque		CEC		PMB	
	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C
2000	1,8%	11,3%	-1,1%	-8,3%	-12,6%	-46,9%
2500	1,6%	9,5%	-1,6%	-8,1%	-17,6%	-45,1%
3000	0,8%	8,3%	-0,8%	-7,6%	-10,5%	-38,8%
3500	1,9%	12,5%	-1,7%	-10,3%	-15,3%	-44,0%
4000	1,8%	10,9%	-2,3%	-9,9%	-19,8%	-45,6%
4500	2,2%	14,5%	-2,1%	-11,1%	-16,7%	-37,6%
5000	3,3%	11,0%	-2,5%	-10,6%	-17,1%	-44,9%
5500	1,5%	9,4%	-1,9%	-10,0%	-11,1%	-42,7%
6000	0,6%	3,3%	-0,2%	-3,1%	-1,0%	-13,6%

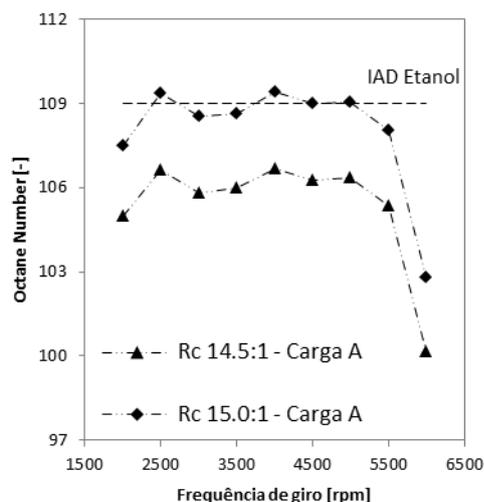
Fonte: Dados da pesquisa

Os resultados referentes à dois modelos que representam métodos diferentes para controle de carga do motor foram apresentados e discutidos nas seções 5.3 e 5.4. Em resumo,

os resultados mostram que, comparando o modelo de validação e o modelo EIVC com a mesma razão de compressão, o modelo EIVC apresentou características similares tanto para o uso do etanol quanto para gasolina. A configuração da válvula borboleta na posição WOT fez com que a pressão durante a admissão do modelo EIVC fosse maior do que a pressão do modelo de validação. O fechamento antecipado da válvula de admissão fez com que a pressão no cilindro no PMI do modelo EIVC fosse menor do que a do modelo de validação, fazendo com que o modelo EIVC apresentasse menores pressões no cilindro durante o tempo de compressão. Outra característica do modelo EIVC foi a redução da área correspondente ao ciclo de bombeamento no ciclo do motor propiciado pela menor perda de pressão na admissão (em razão da configuração da válvula borboleta em WOT) e ao fechamento antecipado da válvula de admissão. Em relação aos parâmetros de desempenho, os valores de eficiência volumétrica do modelo EIVC apresentaram diferenças de até 2,2% em relação aos correspondentes valores de eficiência volumétrica do modelo de validação. O consumo de combustível apresentou comportamento semelhante, com diferenças de até 2,1%. O parâmetro PMB, que representa a área referente ao ciclo de bombeamento do ciclo do motor, apresentou reduções de até 22,3% e 48,1% nas condições de Carga B e C, respectivamente. O modelo EIVC apresentou ganhos de torque de até 3,3% e 14,5% nas condições de Carga B e C. Por fim, em consequência dos ganhos de torque sem alteração significativa no consumo de combustível, o modelo EIVC apresentou reduções no CEC de até 2,5% e 11,1% nas condições de Carga B e C em relação aos correspondentes valores de CEC do modelo de validação.

5.5 Determinação da razão volumétrica de compressão adequada para o etanol

Utilizando o modelo de validação para condição de Carga A usando etanol, a razão volumétrica de compressão foi aumentada sem alterar o diagrama da válvula de admissão até valores em que os resultados do *octane number* representassem a ocorrência de detonação em qualquer frequência de giro simulada. O Gráfico 7 e a Tabela 5 mostram os valores do *octane number* para razões de compressão de 14,5:1 e 15,0:1 em comparação com o IAD do etanol.

Gráfico 7 - Octane Number - Determinação da Rc adequada para o etanol

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 5 - Octane Number - Determinação da Rc adequada para o etanol

Octane Number – Determinação da Rc otimizada para o etanol			
Rot. [rpm]	IAD Etanol	Rc 14,5	Rc 15
2000	109,00	105,01	107,51
2500	109,00	106,64	109,34
3000	109,00	105,79	108,56
3500	109,00	105,97	108,62
4000	109,00	106,69	109,42
4500	109,00	106,24	108,98
5000	109,00	106,34	109,04
5500	109,00	105,33	108,03
6000	109,00	100,14	102,79

Fonte: Dados da pesquisa

Analisando o Gráfico 7 e a Tabela 5, percebe-se que o modelo utilizando razão volumétrica de compressão de 15,0:1 representou a ocorrência de detonação nas rotações de 2500, 4000 e 5000 rpm, pois o valor de *octane number* calculado pelo *knock model* foi maior do que o IAD do etanol. Uma vez que os parâmetros da função Vibe dos modelos de validação deveriam ser mantidos, a razão volumétrica de compressão adequada para o etanol foi determinada em 14,5:1 pois, para essa razão volumétrica de compressão, os resultados de

octane number não representaram a ocorrência de detonação em nenhuma das rotações simuladas para o uso de etanol na condição Carga A.

5.6 Simulações do modelo Ciclo Miller etanol

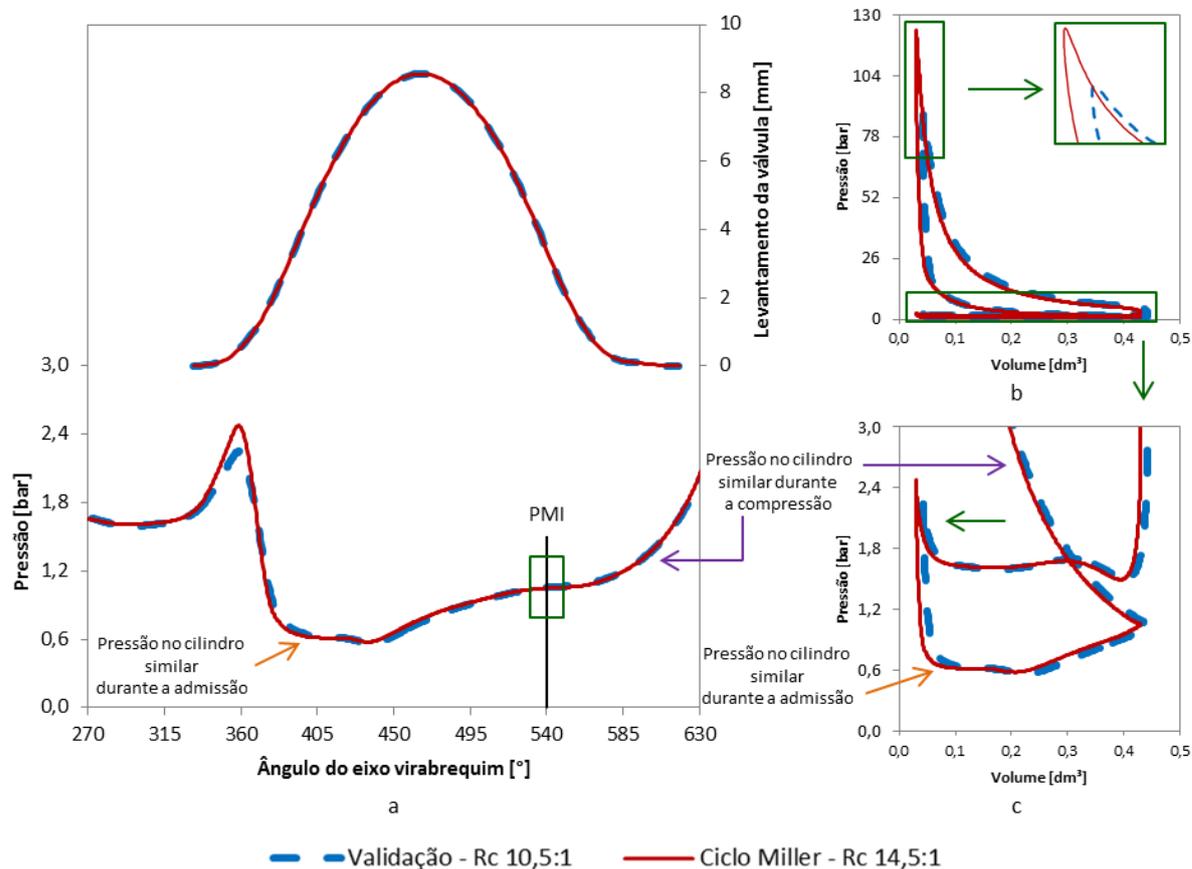
Uma vez determinada a razão volumétrica de compressão adequada para o etanol de 14,5:1, esse valor foi utilizado em todos os modelos de simulação subsequentes, incluindo os modelos que utilizam gasolina. Nesta seção, são analisados os resultados dos modelos que utilizam a razão volumétrica de compressão de 14,5:1 combinada ao uso do Ciclo Miller – através de EIVC – para controle da massa aspirada pelo motor e contenção da detonação. Os resultados desses modelos foram comparados com os resultados correspondentes dos modelos de validação. As modificações feitas nesses modelos estão citadas na seção 4.2.3.

O Gráfico 8 mostra os diagramas da válvula de admissão utilizados no modelo de validação e no modelo Ciclo Miller em paralelo às representações da pressão no cilindro durante o processo de admissão de ambos os modelos (a). Além disso, o diagrama P×V de um ciclo completo (b), assim como o detalhamento da seção de bombeamento (c), de ambos os modelos estão representados. As informações representadas no Gráfico 8 são referentes às simulações na frequência de giro de 4000 rpm na condição de Carga A utilizando etanol. Os dados referentes ao modelo de validação estão representados por linhas azuis tracejadas, enquanto que os dados referentes ao modelo Ciclo Miller estão representados pela linha vermelha contínua.

Uma vez que o modelo na condição de Carga A foi utilizado para determinar a razão volumétrica de compressão adequada para o etanol, o diagrama da válvula de admissão não foi alterado. Portanto, ambos os modelos utilizaram o mesmo diagrama da válvula de admissão na condição de Carga A. Dessa forma, a pressão no cilindro durante a admissão de ambos os modelos foram similares, como indicado pelas setas laranja nos Gráfico 8 (a) e (c). Consequentemente, não houve diferenças significativas na pressão no cilindro no PMI (retângulo verde no Gráfico 8 (a)) assim como durante o tempo de compressão (setas roxa nos Gráfico 8 (a) e (c)). Entretanto, como consequência do aumento da razão volumétrica de compressão, o pico de pressão do modelo Ciclo Miller foi significativamente mais alto em comparação com o modelo de validação, conforme mostrado no Gráfico 8 (b). Outra consequência do aumento da razão volumétrica de compressão pode ser observada no Gráfico 8 (c) indicada pela seta verde. Entre os tempos de escape e admissão, o modelo Ciclo Miller apresentou valores de pressão no cilindro ligeiramente maiores que os valores do modelo de

validação. Essa mudança aumentou sensivelmente a área correspondente ao ciclo de bombeamento do ciclo do motor.

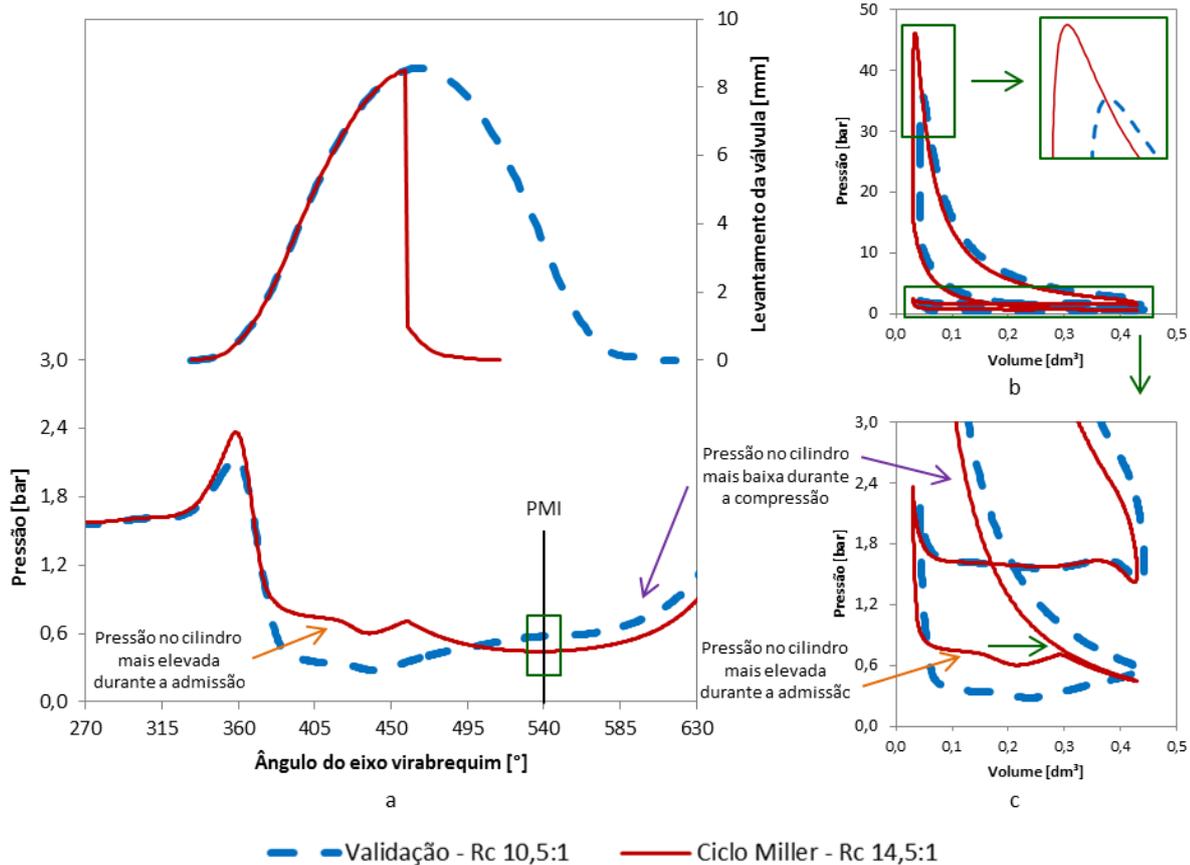
Gráfico 8 - Modelo Ciclo Miller - Etanol 4000 rpm Carga A



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 9, de maneira análoga ao Gráfico 8, mostra o diagrama da válvula de admissão em paralelo à pressão no cilindro durante a admissão (a), assim como o diagrama P x V de um ciclo completo (b) e o detalhamento da seção correspondente ao ciclo de bombeamento (c) de ambos os modelos de validação e Ciclo Miller. Entretanto, as informações representadas no Gráfico 9 são referentes às simulações na frequência de giro de 4000 rpm na condição de Carga C utilizando etanol.

Gráfico 9 - Modelo Ciclo Miller - Etanol 4000 rpm Carga C



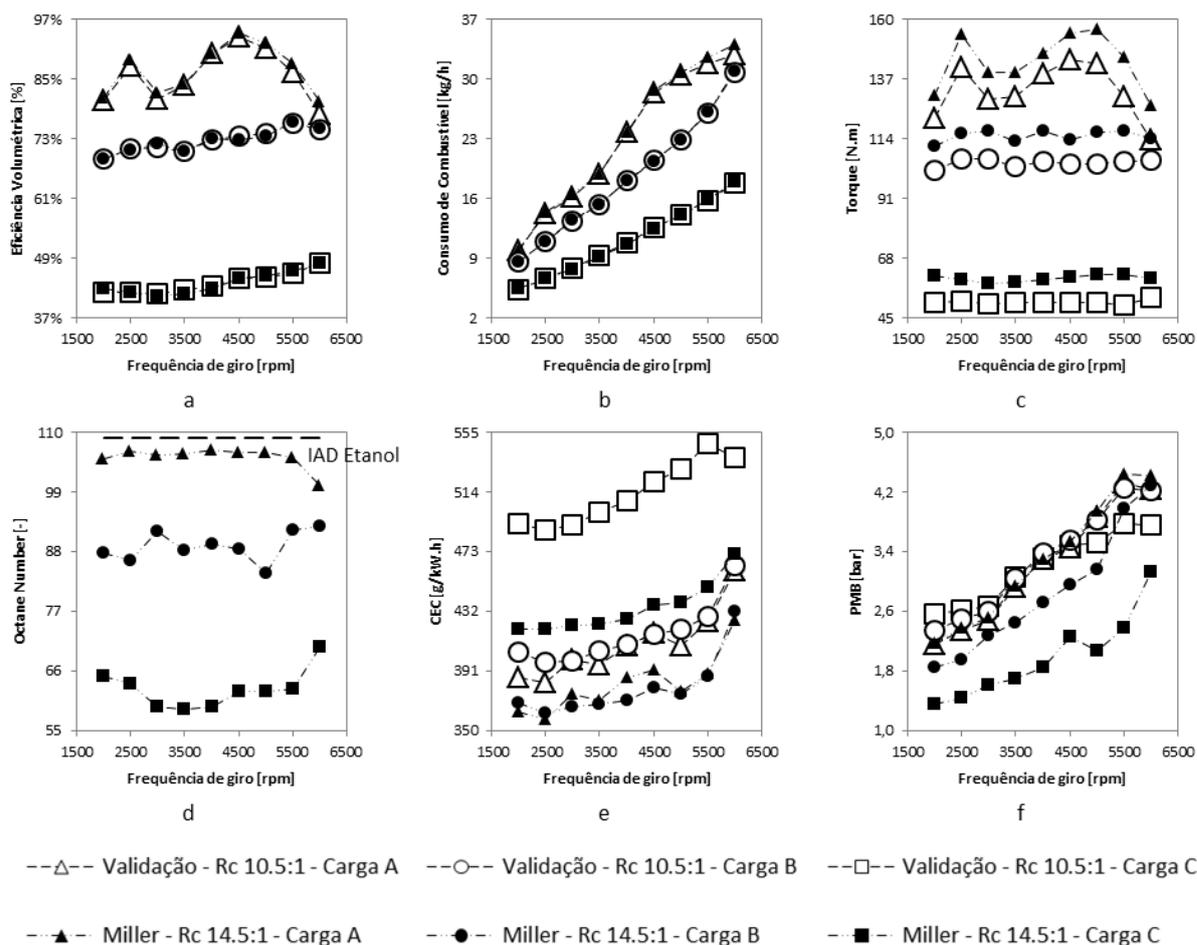
Fonte: Dados da pesquisa

Analisando o Gráfico 9, é possível observar que o modelo Ciclo Miller apresentou maior pressão no cilindro durante a admissão (setas laranja nos Gráfico 9 (a) e (c)), consequência do ajuste da válvula borboleta em WOT. É possível observar que o fechamento antecipado da válvula de admissão no modelo Ciclo Miller levou a menores valores de pressão no cilindro no PMI, indicado pelo retângulo verde no Gráfico 9 (a). Consequentemente, a pressão no cilindro durante o tempo de compressão foi menor para o modelo Ciclo Miller, indicado pelas setas roxa nos Gráfico 9 (a) e (c). Entretanto, o pico de pressão do modelo Ciclo Miller foi significativamente maior que o apresentado pelo modelo de validação (Gráfico 9 (b)). Esse maior pico de pressão está diretamente ligado ao aumento da razão volumétrica de compressão de 10,5:1 para 14,5:1. Por fim, é possível observar que o modelo Ciclo Miller apresentou menor área referente ao ciclo de bombeamento (Gráfico 9 (c)). O fechamento antecipado da válvula de admissão, indicado pela seta verde no Gráfico 9 (c), foi essencial para redução da área correspondente ao bombeamento do ciclo do motor. As

simulações utilizando etanol na condição de Carga B apresentaram características similares aos dados representados no Gráfico 9.

Os resultados de eficiência volumétrica (a), consumo de combustível (b), torque (c), *octane number* (d), CEC (e) e PMB (f) das simulações do modelo de validação e do modelo Ciclo Miller estão representados no Gráfico 10. Posteriormente, a Tabela 6 mostra as diferenças percentuais entre os resultados de simulação do modelo Ciclo Miller e do modelo de validação, sendo que diferenças positivas significam que o modelo Ciclo Miller apresentou resultados maiores do que o correspondente resultado do modelo de validação, enquanto que diferenças negativas significam que o resultado da simulação do modelo Ciclo Miller foi menor que o correspondente resultado do modelo de validação. A Tabela 6 mostra, também, o ponto de fechamento da válvula de admissão de cada ponto de operação simulado.

Gráfico 10 - Resultados Modelo Ciclo Miller - Etanol



Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 6 - Diferenças percentuais - Modelo Ciclo Miller - Etanol**MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 - ETANOL**

Rot. [rpm]	Fechamento Válv. Admissão			Eficiência Volumétrica			Consumo de Combustível		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	Original	52 APMI	94 APMI	0,5%	0,3%	1,9%	0,5%	0,1%	2,1%
2500	Original	52 APMI	90 APMI	1,6%	-0,2%	-0,3%	1,6%	-0,1%	-0,4%
3000	Original	54 APMI	90 APMI	1,6%	1,3%	-1,0%	1,7%	1,1%	-1,3%
3500	Original	50 APMI	80 APMI	0,2%	-0,1%	-1,8%	0,2%	-0,3%	-2,0%
4000	Original	38 APMI	72 APMI	0,0%	0,4%	-1,6%	-0,1%	0,4%	-1,5%
4500	Original	30 APMI	64 APMI	0,8%	-1,0%	-0,2%	0,7%	-1,0%	-0,3%
5000	Original	24 APMI	58 APMI	1,0%	-0,4%	0,2%	0,9%	-0,5%	0,1%
5500	Original	12 APMI	56 APMI	2,3%	0,5%	0,9%	2,3%	0,4%	0,9%
6000	Original	6 DPMI	42 APMI	3,4%	0,5%	-0,2%	3,5%	0,4%	0,1%

Rot. [rpm]	Torque			CEC			PMB		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	7,1%	9,4%	19,6%	-6,2%	-8,5%	-14,7%	1,2%	-21,4%	-46,9%
2500	8,7%	9,4%	15,6%	-6,6%	-8,6%	-13,9%	1,6%	-21,8%	-44,9%
3000	8,0%	9,9%	14,6%	-5,9%	-8,0%	-13,9%	1,5%	-12,2%	-39,8%
3500	6,9%	9,7%	15,7%	-6,3%	-9,2%	-15,4%	0,5%	-19,7%	-44,7%
4000	5,6%	10,9%	17,2%	-5,4%	-9,4%	-15,9%	0,3%	-19,8%	-44,1%
4500	7,0%	8,8%	19,0%	-5,9%	-9,0%	-16,2%	2,3%	-16,5%	-35,2%
5000	9,3%	11,4%	21,2%	-7,7%	-10,7%	-17,4%	2,1%	-17,6%	-41,2%
5500	11,5%	11,1%	23,1%	-8,2%	-9,6%	-18,1%	2,7%	-6,7%	-36,9%
6000	11,6%	7,7%	14,1%	-7,3%	-6,8%	-12,2%	4,5%	1,9%	-16,5%

Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 10 (a) mostra que os valores de eficiência volumétrica do modelo Ciclo Miller seguiram a mesma tendência dos valores do modelo de validação, com diferenças de

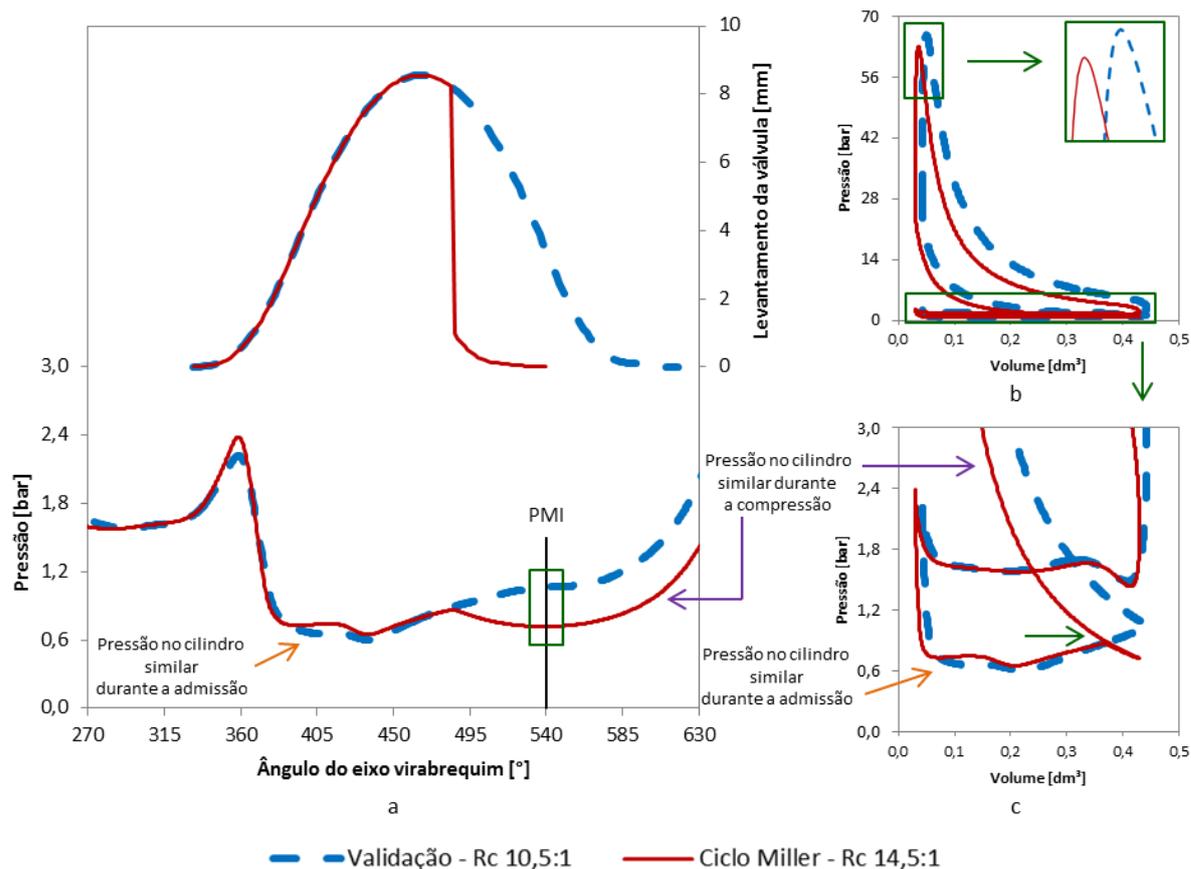
até 3,4%, 1,3% e 1,9% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, como mostra a Tabela 6. O mesmo pode ser observado para o parâmetro de consumo de combustível (Gráfico 10 (b)), com diferenças dentro da margem de 3,5%, 1,1% e 2,1% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, de acordo com a Tabela 6. Analisando os Gráfico 10 (a) e (d), é possível inferir que, para o uso do etanol, o Ciclo Miller – através do fechamento antecipado da válvula de admissão – foi aplicado apenas com a finalidade de controle da carga do motor, uma vez que o diagrama da válvula de admissão não foi alterado (em relação ao modelo de validação – Gráfico 8) na condição de Carga A, sinalizando que não houve necessidade de contenção da detonação. Enquanto que nas condições de Carga B e C, os valores de *octane number* menores que o IAD do etanol em conjunto com diferenças de até 1,9% nos valores de eficiência volumétrica mostram que o Ciclo Miller foi aplicado com a finalidade de controle da massa aspirada pelo motor. Como mostrado no Gráfico 10 (f) e na Tabela 6, o modelo Ciclo Miller apresentou valores de PMB até 21,8% e 48,9% menores que os valores do modelo de validação nas condições de Carga B e C, respectivamente. Tais reduções no PMB estão diretamente ligadas aos efeitos da aplicação do Ciclo Miller no ciclo de bombeamento, conforme indicado no Gráfico 9. Entretanto, os valores de PMB na condição de Carga A do modelo Ciclo Miller foram até 4,5% mais altos em comparação com os respectivos valores do modelo de validação, como mostra a Tabela 6. Os aumentos do PMB na condição de Carga A estão relacionados à maior pressão entre os tempos de escape e admissão devido ao aumento da razão volumétrica de compressão de 10,5:1 para 14,5:1, conforme indicado no Gráfico 8. O modelo Ciclo Miller apresentou valores de torque maiores que os correspondentes valores do modelo de validação em todas as frequências de giro do motor simuladas das três condições de carga, sendo que as diferenças foram de até 11,6%, 11,4% e 23,1% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, conforme mostra o Gráfico 10 (c) e a Tabela 6. É possível afirmar que a maior razão volumétrica de compressão foi a principal causa para o aumento de torque na condição de Carga A, enquanto que para as condições de Carga B e C, a redução da energia gasta no ciclo de bombeamento (consequência das alterações realizadas para a aplicação do Ciclo Miller) também contribuiu para o aumento do torque. Por fim, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções no CEC de até 8,2%, 10,7% e 18,1% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente (Gráfico 10 (c) e Tabela 6), em consequência do aumento expressivo do torque sem alteração significativa do consumo de combustível. Essas reduções no CEC endossam a melhora do ciclo do motor devido à aplicação do Ciclo Miller e ao aumento da razão de compressão.

5.7 Simulações do modelo Ciclo Miller gasolina

De modo análogo ao modelo Ciclo Miller utilizando etanol, o Gráfico 11 mostra informações referentes a ambos os modelos, sendo que os dados referentes ao modelo de validação são representados por linhas azuis tracejadas, enquanto que os dados referentes ao modelo de Ciclo Miller estão representados pela linha contínua vermelha. Os dados são referentes às simulações na frequência de giro de 4000 rpm na condição de Carga A utilizando gasolina. No Gráfico 11 (a), está representado o diagrama original da válvula de admissão, utilizado no modelo de validação, assim como o diagrama da válvula de admissão com fechamento antecipado – utilizado no modelo Ciclo Miller. Em paralelo, a pressão no cilindro durante o processo de admissão de ambos os modelos também estão representadas no Gráfico 11 (a). Além disso, o diagrama PxV de um ciclo completo (b), assim como o detalhamento da seção de bombeamento (c), estão representados.

Analisando o Gráfico 11, é possível observar que, durante o tempo de admissão, o modelo Ciclo Miller apresentou pressões no cilindro similares às pressões do modelo de validação, como indicado pelas setas laranja nos Gráfico 11 (a) e (c). Entretanto, a válvula de admissão foi fechada antecipadamente (EIVC) no modelo Ciclo Miller, levando a menores pressões no PMI (retângulo verde no Gráfico 11 (a)) e, conseqüentemente, menores pressões durante o tempo de compressão, indicado pelas setas roxa nos Gráfico 11 (a) e (c). Apesar do aumento da razão volumétrica de compressão de 10,5:1 para 14,5:1, o modelo Ciclo Miller apresentou pico de pressão menor do que o do modelo de validação (Gráfico 11 (b)). A menor razão volumétrica de compressão efetiva em decorrência do fechamento antecipado da válvula de admissão levou à redução do pico de pressão no cilindro. Entretanto, o fechamento antecipado da válvula de admissão reduziu a área correspondente ao ciclo de bombeamento no ciclo do motor, conforme indicado pela seta verde no Gráfico 11 (c).

Gráfico 11 - Modelo Ciclo Miller - Gasolina 4000 rpm Carga A



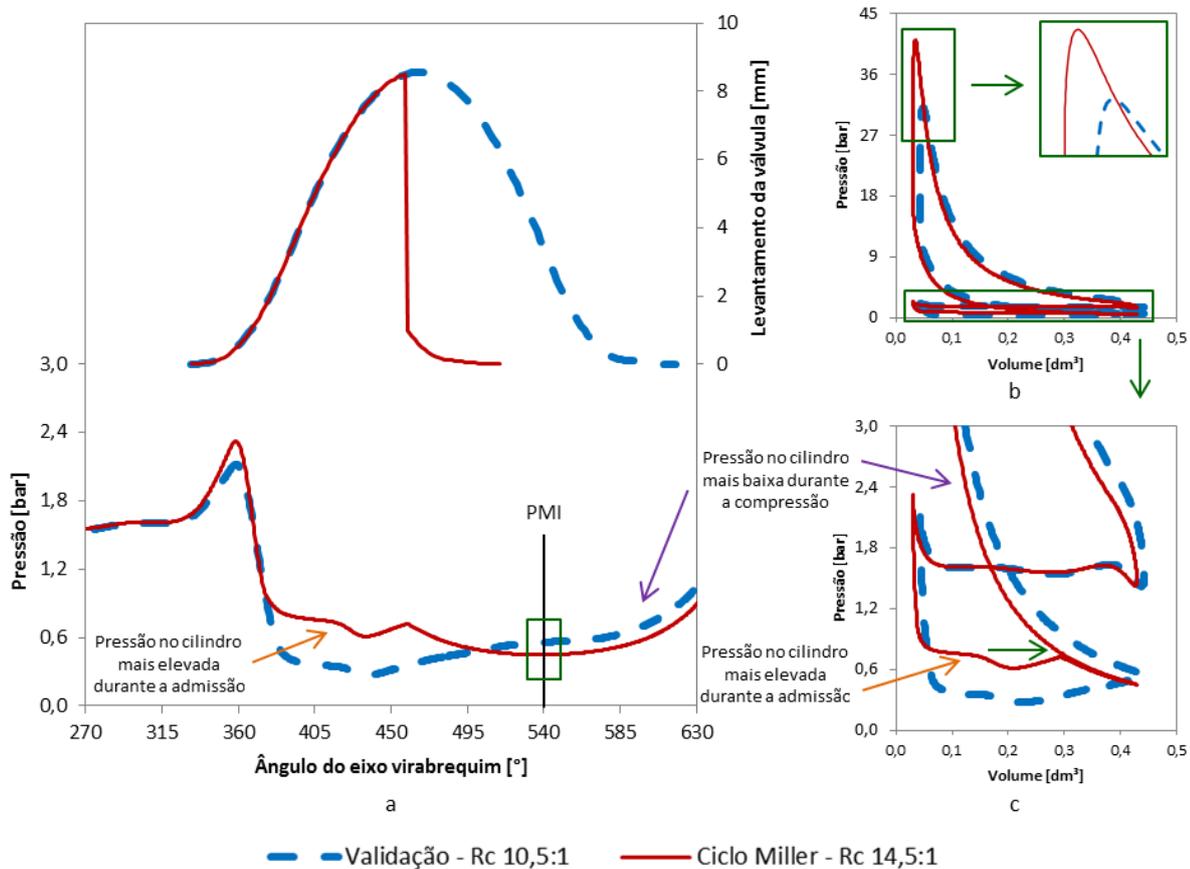
Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 12, de maneira análoga ao Gráfico 11, mostra o diagrama da válvula de admissão em paralelo à pressão no cilindro durante a admissão (a), assim como o diagrama PxV de um ciclo completo (b) e o detalhamento da seção correspondente ao ciclo de bombeamento (c) de ambos os modelos de validação e Ciclo Miller. Entretanto, as informações representadas no Gráfico 12 são referentes às simulações na frequência de giro de 4000 rpm na condição de Carga C utilizando gasolina.

Analisando o Gráfico 12, é possível observar que, comparando os dois modelos, o modelo Ciclo Miller apresentou maior pressão no cilindro durante o tempo de admissão, como indicado pelas setas laranja nos Gráfico 12 (a) e (c). As pressões mais altas no cilindro durante a admissão foi consequência do ajuste da válvula borboleta em WOT, que reduziu significativamente a queda de pressão na tubulação, resultando em maiores pressões no coletor de admissão e, conseqüentemente, no cilindro durante o tempo de admissão. Além disso, o fechamento antecipado da válvula de admissão no modelo de Ciclo Miller proporcionou menor pressão no PMI (retângulo verde no Gráfico 12 (a)) fazendo com que a

pressão durante a compressão também fosse menor que a pressão correspondente do modelo de validação. Entretanto, devido ao aumento da razão volumétrica de compressão de 10,5:1 para 14,5:1, o modelo Ciclo Miller apresentou pico de pressão significativamente maior do que o modelo de validação – conforme indicado pelo Gráfico 12 (b). Por fim, é possível que o fechamento antecipado da válvula de admissão reduziu a área correspondente ao ciclo de bombeamento no ciclo do motor, como indicado pela seta verde no Gráfico 12 (c).

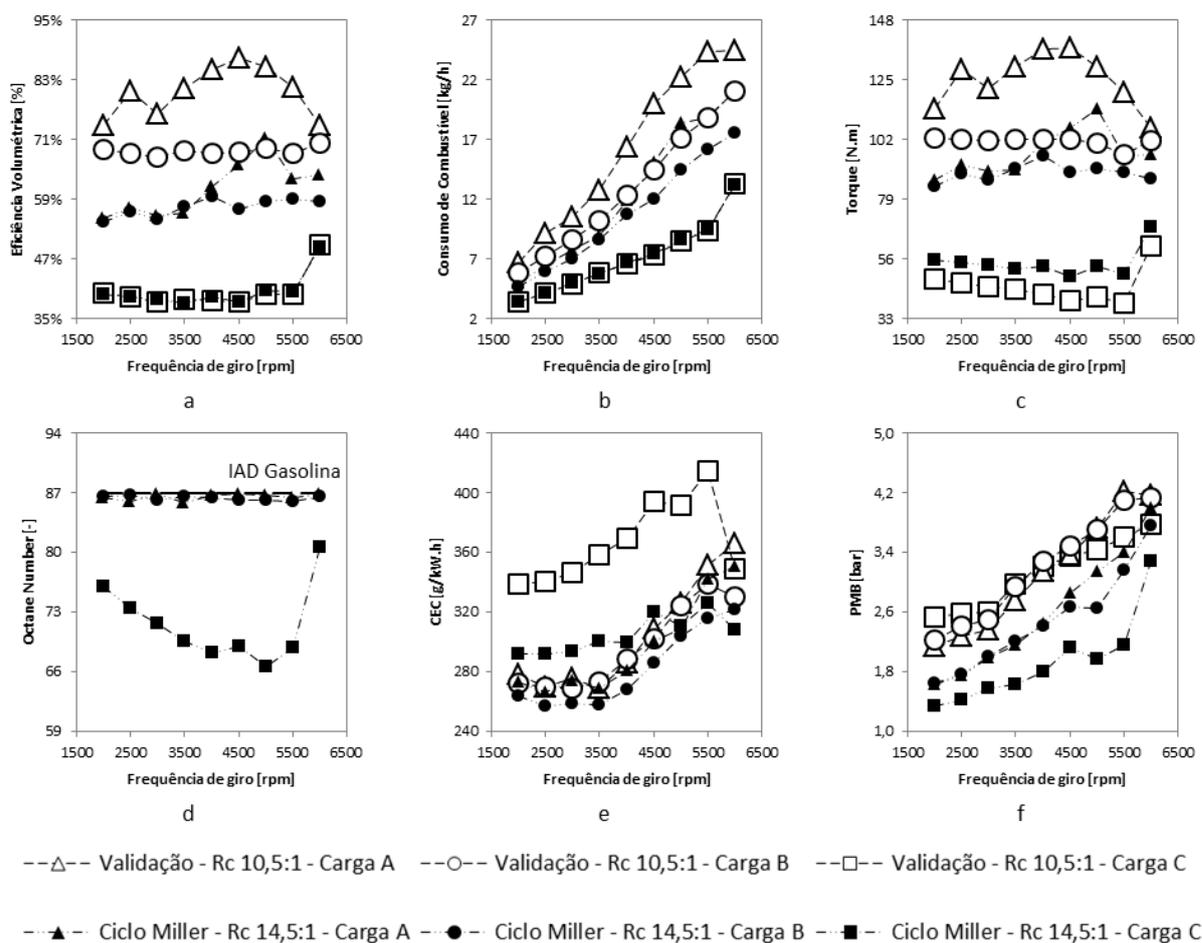
Gráfico 12 - Modelo Ciclo Miller - Gasolina 4000 rpm Carga C



Fonte: Dados da pesquisa

Os resultados de eficiência volumétrica (a), consumo de combustível (b), torque (c), e CEC (d) e PMB (e) das simulações do modelo de validação e do modelo Ciclo Miller estão representados no Gráfico 13. Posteriormente, as diferenças percentuais entre os resultados de simulação do modelo Ciclo Miller e do modelo de validação estão indicadas na Tabela 7, assim como o ponto de fechamento da válvula de admissão de cada ponto de operação simulado.

Gráfico 13 - Resultados Modelo Ciclo Miller - Gasolina



Fonte: Dados da pesquisa

O Gráfico 13 (a) mostra que o modelo Ciclo Miller atingiu os valores de eficiência volumétrica do modelo de validação apenas na condição de Carga C. A diferença dos valores de eficiência volumétrica entre os modelos foram de até 30,6%, 21,0% e 1,9% para as condições de Carga A, B e C, respectivamente, como mostra a Tabela 7. Comportamento similar foi observado para o parâmetro de consumo de combustível (Gráfico 13 (b)) uma vez que as diferenças entre os valores de consumo de combustível ficaram dentro da margem de 30,3%, 20,6% e 1,5% para as condições de Carga A, B e C, respectivamente, conforme a Tabela 7. Para aumentar os valores de eficiência volumétrica do modelo Ciclo Miller nas condições de Carga A e B, a válvula de admissão deveria permanecer aberta por mais tempo, fazendo com que o fechamento da válvula de admissão fosse mais próximo ao PMI. Entretanto, fechamento da válvula de admissão mais próximo do PMI aumentaria a razão volumétrica de compressão efetiva que levaria a maiores pressões no cilindro durante a combustão. Como consequência das maiores pressões no cilindro, os valores de *octane*

number seriam mais altos que os mostrados no Gráfico 13 (d) e que o IAD da gasolina, caracterizando a ocorrência de detonação. Somando essas observações a respeito da eficiência volumétrica ao fato de que os valores de *octane number* referentes às simulações do modelo Ciclo Miller nas condições de Carga A e B foram ligeiramente menores que o IAD da gasolina (Quadro 1), é possível inferir que o fechamento antecipado da válvula de admissão teve como objetivo a contenção da detonação nas condições de Carga A e B. Entretanto, na condição de Carga C, a aplicação do Ciclo Miller através do fechamento antecipado da válvula de admissão teve a finalidade apenas de controle da massa aspirada pelo motor, uma vez que os valores de eficiência volumétrica do modelo Ciclo Miller ficaram dentro da margem de 1,9% dos valores do modelo de validação e os valores de *octane number* foram significativamente menores que o IAD da gasolina. Contudo, o fechamento antecipado da válvula de admissão reduziu o PMB em todas as rotações simuladas nas três condições de cargas, como mostra o Gráfico 13 (f). De acordo com a Tabela 7, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções nos valores de PMB de até 23,8%, 28,6% e 47,3% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente. Porém, as reduções de PMB não foram suficientes a ponto de compensar a perda de massa aspirada nas condições de Carga A e B, como mostra os valores de torque no Gráfico 13 (c) e na Tabela 7. O modelo Ciclo Miller apresentou valores de torque até 30,5% e 18,1% menores que os valores de torque correspondentes do modelo de validação nas condições de Carga A e B, respectivamente. Na condição de Carga C, os valores de torque do modelo Ciclo Miller foram até 28,7% maiores que os valores de torque correspondentes do modelo de validação. Esse aumento dos valores de torque na condição de Carga C estão diretamente relacionados ao aumento da razão volumétrica de compressão de 10,5:1 para 14,5:1 e às reduções das perdas durante o ciclo de bombeamento em razão da aplicação do Ciclo Miller, como observado no Gráfico 12. Por fim, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções de até 5,2%, 7,2% e 21,4% nos valores de CEC nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, como mostra o Gráfico 13 (e) e a Tabela 7. Apesar de o modelo Ciclo Miller ter apresentado reduções na eficiência volumétrica e torque nas condições de Carga A e B, o modelo apresentou redução no CEC, endossando a melhor eficiência do ciclo devido ao aumento da razão volumétrica de compressão e à aplicação do Ciclo Miller.

Tabela 7 - Diferenças percentuais - Modelo Ciclo Miller - Gasolina

MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 - GASOLINA									
Rot. [rpm]	Fechamento Válv. Admissão			Eficiência Volumétrica			Consumo de Combustível		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	66 APMI	66 APMI	92 APMI	-25,3%	-21,0%	-0,6%	-25,5%	-20,6%	-0,5%
2500	66 APMI	66 APMI	88 APMI	-29,1%	-17,0%	-0,3%	-29,1%	-17,3%	-0,1%
3000	68 APMI	68 APMI	88 APMI	-26,8%	-18,3%	0,9%	-26,8%	-18,2%	0,7%
3500	60 APMI	58 APMI	80 APMI	-30,6%	-16,3%	-1,5%	-30,3%	-16,3%	-1,3%
4000	46 APMI	48 APMI	72 APMI	-27,5%	-12,8%	1,4%	-27,4%	-12,9%	1,4%
4500	32 APMI	44 APMI	68 APMI	-24,4%	-16,8%	0,5%	-24,6%	-17,1%	0,4%
5000	20 APMI	38 APMI	60 APMI	-16,9%	-15,3%	1,9%	-16,9%	-15,4%	1,5%
5500	28 APMI	34 APMI	60 APMI	-22,6%	-13,4%	1,3%	-22,7%	-13,6%	1,0%
6000	10 APMI	20 APMI	36 APMI	-13,6%	-16,8%	-1,0%	-13,4%	-16,5%	-1,0%

Rot. [rpm]	Torque			CEC			PMB		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	-24,0%	-18,1%	15,4%	-2,0%	-3,1%	-13,9%	-23,8%	-26,3%	-47,3%
2500	-28,3%	-13,0%	16,4%	-1,1%	-4,9%	-14,2%	-23,0%	-27,0%	-45,0%
3000	-26,4%	-15,1%	18,5%	-0,6%	-3,7%	-15,0%	-15,6%	-20,2%	-39,0%
3500	-30,5%	-11,3%	17,5%	0,2%	-5,6%	-16,1%	-21,8%	-24,9%	-45,0%
4000	-26,1%	-6,1%	25,1%	-1,8%	-7,2%	-19,0%	-22,1%	-26,7%	-43,8%
4500	-22,5%	-12,4%	23,7%	-2,8%	-5,3%	-18,8%	-14,8%	-23,6%	-36,6%
5000	-12,4%	-9,7%	28,0%	-5,2%	-6,3%	-20,7%	-15,5%	-28,6%	-42,5%
5500	-20,5%	-7,3%	28,7%	-2,8%	-6,8%	-21,4%	-19,3%	-22,7%	-39,9%
6000	-9,6%	-14,1%	12,1%	-4,2%	-2,8%	-11,8%	-4,1%	-8,8%	-13,3%

Fonte: Dados da pesquisa

Os resultados do modelo Ciclo Miller foram apresentados e comparados com os resultados correspondentes do modelo de validação nas seções 5.6 e 5.7. Os resultados

mostraram que os efeitos da aplicação do Ciclo Miller através do fechamento antecipado da válvula de admissão em conjunto com o aumento da razão volumétrica de compressão de 10.5:1 para 14.5:1 nos parâmetros de desempenho analisados foram diferentes para o uso do etanol e da gasolina. Uma vez que o modelo de Carga A utilizando etanol foi utilizado para determinar a razão volumétrica de compressão adequada para o uso do etanol, não foi necessário o fechamento antecipado da válvula de admissão em tais condições de carga. Dessa forma, os resultados mostram que a finalidade da aplicação do Ciclo Miller para o uso do etanol foi apenas de controle da massa aspirada pelo motor, pois os valores de eficiência volumétrica do modelo Ciclo Miller ficaram dentro da margem de 3,4% de diferença dos valores correspondentes do modelo de validação e os valores de *octane number* das simulações nas condições de Carga B e C não foram próximos ao IAD do etanol. Portanto, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções no CEC de até 8,2%, 10,7% e 18,1% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, em consequência do aumento do torque propiciado pelas maiores pressões no cilindro – resultado do aumento da razão volumétrica de compressão – e da maior eficiência do ciclo graças à aplicação do Ciclo Miller nas condições de Carga B e C. Para o uso da gasolina, os resultados do modelo Ciclo Miller mostraram que, para as condições de Carga A e B, a finalidade do uso do Ciclo Miller foi para conter a ocorrência de detonação, uma vez que os valores de eficiência volumétrica foram muito abaixo dos valores correspondentes do modelo de validação (diferenças de até 30,6% e 21,0% nas condições de Carga A e B, respectivamente) e os valores de *octane number* foram muito próximos do IAD da gasolina – mostrando que as condições simuladas foram próximas às condições de detonação. Entretanto, nas condições de Carga C, os resultados mostram que o uso do Ciclo Miller teve como finalidade apenas o controle da massa aspirada pelo motor, uma vez que o modelo de Ciclo Miller apresentou valores de eficiência volumétrica com diferenças abaixo de 1,9%, em comparação com os valores correspondentes do modelo de validação, e os valores de *octane number* não foram próximos ao IAD da gasolina. Apesar dos menores valores de eficiência volumétrica e, conseqüentemente, de consumo de combustível e de torque, os resultados mostram que o modelo de Ciclo Miller apresentou reduções no CEC de até 4,2%, 7,2% e 21,4% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente. Tais reduções no CEC endossam a melhora da eficiência do ciclo do motor através da aplicação do Ciclo Miller.

6 CONCLUSÃO

O estudo realizou o desenvolvimento de um modelo de simulação que representa o funcionamento do motor base 1.6L 16v Flex utilizando etanol e gasolina como combustível. Para validar o modelo, os resultados das simulações foram comparados com os resultados de testes experimentais em condições correspondentes de carga, frequência de giro do motor e combustível. Comparando os parâmetros de eficiência volumétrica, consumo de combustível e torque, os resultados das simulações apresentaram tendência semelhante aos resultados do teste experimental, sendo que a maior diferença dos 162 parâmetros comparados (oriundos dos 54 pontos de operação simulados), a maior diferença entre os resultados das simulações e os resultados experimentais foi de 13,2%. Outro destaque é que 145 dos 162 (90%) parâmetros comparados apresentaram diferenças inferiores a 4%. De acordo com o *octane number* do *Knock Model*, nenhum ponto de operação simulado apresentou detonação. Portanto, o modelo proposto conseguiu atender os parâmetros definidos dentro da faixa de tolerância.

Posteriormente, sem modificar a razão volumétrica de compressão, a válvula borboleta foi configurada em WOT e o diagrama da válvula de admissão foi alterado de modo que a válvula tivesse o fechamento antecipado com o objetivo de obter a mesma eficiência volumétrica correspondente ao modelo de validação. Os resultados desse modelo, denominado modelo EIVC, foram comparados com os resultados do modelo de validação nas condições de Carga B e C. Com base nos resultados das simulações, concluiu-se que:

- a) O modelo EIVC conseguiu atingir as mesmas eficiências volumétricas do modelo de validação, uma vez que as diferenças dos correspondentes valores de eficiência volumétrica foram abaixo de 2,2%;
- b) Em consequência da maior pressão no cilindro durante a admissão e do fechamento antecipado da válvula de admissão, o modelo EIVC apresentou, em comparação ao modelo de validação, uma redução média da PMB de 14,7% e de 39,7% para as simulações de Carga B e C, respectivamente, considerando ambos os combustíveis;
- c) Uma vez que a energia gasta no ciclo de bombeamento foi reduzida (parâmetro PMB), o modelo EIVC apresentou, em comparação ao modelo de validação, reduções médias do CEC de 1,7% e 8,1% para as simulações de Carga B e C, respectivamente, considerando ambos os combustíveis. As reduções no CEC endossam a melhora da eficiência do ciclo do motor.

Por fim, foi determinada a razão volumétrica de compressão adequada para o etanol de 14,5:1 e um novo modelo de simulação foi proposto combinando a razão volumétrica de compressão de 14,5:1 com o uso do Ciclo Miller para controle da massa aspirada pelo motor e contenção da detonação. Posteriormente, os resultados desse modelo, denominado modelo Ciclo Miller, foram comparados com os correspondentes resultados do modelo de validação. Com base nos resultados das simulações, concluiu-se que:

- a) Para o etanol, como esperado, o uso do Ciclo Miller teve como objetivo apenas o controle da massa aspirada pelo motor, uma vez que as diferenças dos valores de eficiência volumétrica do modelo Ciclo Miller em comparação com os valores correspondentes do modelo de validação foram abaixo de 3,4%;
- b) Comparado com o modelo de validação, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções médias de PMB de 14,9% e 38,9% nas condições de Carga B e C, respectivamente para o uso de etanol. Enquanto que na condição de Carga A, o modelo Ciclo Miller apresentou um aumento médio de 1,8% no PMB – pois não foi aplicado o fechamento antecipado da válvula de admissão.
- c) Os valores de torque do modelo Ciclo Miller foram, em média, 8,4%, 9,8% e 17,8% mais altos que os correspondentes valores do modelo de validação nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, para o uso do etanol. Esses aumentos médios de torque são consequência do aumento da razão volumétrica de compressão e da redução do trabalho de bombeamento;
- d) Endossando a melhora da eficiência do ciclo do motor com a aplicação do Ciclo Miller, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções médias no CEC de 6,6%, 8,9% e 15,3% em comparação aos correspondentes valores do modelo de validação nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, para o uso do etanol;
- e) Para a gasolina, a aplicação do Ciclo Miller teve como objetivo a contenção da detonação nas condições de Carga A e B, uma vez que os resultados do modelo Ciclo Miller mostraram que os valores de eficiência volumétrica, em comparação com os correspondentes resultados do modelo de validação, apresentaram redução média de 24,1% e 16,4% nas condições de Carga A e B, respectivamente. Além disso, corroborando a aplicação do Ciclo Miller para contenção da detonação, os valores de *octane number* do modelo Ciclo Miller foram próximos ao IAD da gasolina em todas as frequências de giro do motor simuladas nas condições de Carga A e B;
- f) Para aproximar os valores de eficiência volumétrica do modelo Ciclo Miller utilizando gasolina dos correspondentes valores do modelo de validação, nas condições de Carga

A e B, as mudanças no diagrama da válvula de admissão levariam a uma maior razão volumétrica de compressão efetiva e, conseqüentemente, proporcionando maiores pressões no cilindro a ponto de ocorrer o fenômeno de detonação, de acordo com os valores de *octane number*;

- g) Comparado com os resultados do modelo de validação, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções média de torque de 22,3% e 11,9% nas condições de Carga A e B, respectivamente, utilizando gasolina. Essas reduções médias de torque estão diretamente ligadas à menor quantidade de mistura aspirada;
- h) Para as condições de Carga C, a aplicação do Ciclo Miller teve como finalidade o controle da massa aspirada pelo motor, uma vez que as diferenças de eficiência volumétrica entre o modelo Ciclo Miller e o modelo de validação foram menores do que 1,9% e os valores de *octane number* do modelo Ciclo Miller foram bem menores do que o IAD da gasolina;
- i) O modelo Ciclo Miller apresentou valores de torque 20,6% maiores que os correspondentes valores do modelo de validação, em média, nas condições de Carga C utilizando gasolina. Esses ganhos em torque estão diretamente relacionados às reduções do trabalho de bombeamento e ao aumento da razão volumétrica de compressão de 10,5:1 para 14,5:1;
- j) Para o uso de gasolina, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções médias da PMB de 17,8%, 23,2% e 39,2% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, em comparação com o modelo de validação. Essas reduções médias de PMB, que representam o ciclo de bombeamento, estão relacionadas às menores quedas de pressão na admissão, consequência da configuração da válvula borboleta em WOT, e do fechamento antecipado da válvula de admissão;
- k) Apesar de apresentar menores valores de eficiência volumétrica e torque nas condições de Carga A e B, o modelo Ciclo Miller apresentou reduções médias de CEC de 2,2%, 5,1% e 16,8% nas condições de Carga A, B e C, respectivamente, utilizando gasolina. Essas reduções médias de CEC endossam a melhora da eficiência do ciclo do motor.

6.1 Trabalhos futuros

Embora os efeitos nos parâmetros de desempenho causados pelas alterações propostas no modelo Ciclo Miller tenham sido similares a de outros estudos, são sugeridos estudos

experimentais combinando razão volumétrica de compressão adequada para o etanol e aplicação do Ciclo Miller através do fechamento antecipado da válvula de admissão a fim de embasar o modelo de simulação desse estudo. Além de gerar dados de entradas que possam aprimorar os modelos de simulação, como curvas de pressão no cilindro de todas as condições de operação correspondente, estudos experimentais permitem análise de emissões de poluentes de um motor com as características propostas pelo modelo desse estudo.

Outros autores observaram que o fechamento antecipado da válvula de admissão implica efeitos na energia cinética da mistura no cilindro, tornando o processo de combustão mais lento. Uma vez que os modelos analisados nesse estudo não incluem efeitos do EIVC na intensidade da turbulência da mistura, outra sugestão são estudos que visam soluções para abrandar os efeitos negativos do EIVC na energia cinética da mistura no cilindro.

Por fim, os modelos utilizados nesse estudo podem ser utilizados como ponto de partida para outros estudos que utilizam simulações de motores. Outra sugestão de estudo é desenvolver um modelo que represente o funcionamento de um VVT combinado com o EIVC e analisar os efeitos nos parâmetros de desempenho.

REFERÊNCIAS

- ALVARENGA, L. D. et al. Friction and pumping losses estimation in flex internal combustion engines with variable valve actuation system using chamber pressure measurement. **SAE Technical Papers**, 2012-36-0363, 2012.
- AMORIM, R. J. **Análise do aumento da razão volumétrica de compressão de um motor flexível multicombustível visando melhoria de desempenho**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, p. 217. 2005.
- ARNOLD, S. D. **Variable stroke and compression ratio engine**. US8511265B2, 2013. Disponível em: <<http://www.google.com/patents/US8511265>>. Acesso em: 03 abr. 2015.
- AVL LIST GMBH. **AVL BOOST VERSION 2011 - Theory**. 07/2011. ed. Graz: GmbH, AVL List, 2011.
- AVL LIST GMBH. **AVL BOOST VERSION 2011 - Users Guide**. 07/2011. ed. Graz: GmbH, AVL List, 2011.
- AVL LIST GMBH. AVL BOOST - Virtual Engine Simulation. **AVL GmbH**, 2015. Disponível em: <<https://www.avl.com/boost>>. Acesso em: 05 maio 2015.
- BAÊTA, J. G. C. et al. Optimization performance of multi-fuel spark ignition engine using a turbocharging system. **SAE Technical Papers**, Belo Horizonte, 2006-01-2641, 2006.
- BALKI, M. K.; SAYIN, C. The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline. **Energy**, v. 71, p. 194-201, 2014.
- BAPIRI, S.; SORUSBAY, C. Investigating the effects of variable valve timing on spark ignition engine performance. **Advances in Science and Technology Research Journal**, v. 13, p. 100-111, 2019.

BRINGEZU, S. et al. Towards sustainable production and use of resources: Assessing biofuels. **International Panel for Sustainable Resource Management**, p. 1-36, 2009. ISSN 978-9-280-73052-4.

BUTT, Z. Combustion cycles. **I.C. Engines**, 2003. Disponível em: <<http://z4zarrar.tripod.com/report/combustioncycles.htm>>. Acesso em: 06 abr. 2015.

CHAN, K. Y. et al. Comparison Of Engine Simulation Software For Development Of Control System. **Modelling And Simulation In Engineering**, 2013.

CHEN, B. et al. A combination of electric supercharger and Miller Cycle in a gasoline engine to improve thermal efficiency without performance degradation. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 14, p. 100429, 2019.

CHIARA, B. D.; DEFLORIO, F.; EID, M. Analysis of real driving data to explore travelling needs in relation to hybrid-electric vehicle solutions. **Transport Policy**, v. 80, p. 97-116, 2019.

ÇINAR, C.; AKGÜN, F. Effect of intake valve closing time on engine performance and exhaust emissions in a spark ignition engine. **Journal of Polytechnic**, v. 10, p. 371-375, 2007.

COONEY, C. P.; WORM, J. J.; NABER, J. D. Combustion characterization in an internal combustion engine with ethanol-gasoline blended fuels varying compression ratios and ignition timing. **Energy and Fuels**, v. 23, p. 2319-2324, 2009.

COSTA, R. C.; SODRÉ, J. R. Hydrous ethanol vs. gasoline-ethanol blend: engine performance and emissions. **Fuel**, v. 89, p. 287-293, 2010.

COSTA, R. C.; SODRÉ, J. R. Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 278-283, 2011.

DI SANCTIS, C. M.; GALLO, W. L. R. Load control in spark-ignited engines possibilities: Early or late intake valve closure. **SAE Technical Papers**, 2015-36-0477, 2015.

EASTOP, T. D.; MCCONKEY, A. **Applied thermodynamics for engineering technologists**. 5ª. ed. Deli: Pearson Education, 2009. 735 p. ISBN 978-81-7758-238-3.

ELMQVIST, C. et al. Optimizing engine concepts by using a simple model for knock prediction. **SAE Technical Papers**, 2003-01-3123, 2003.

FARIA, M. M. N. et al. Thermodynamic simulation model for predicting the performance of spark ignition engines using biogas as fuel. **Energy Conversion and Management**, n. 149, p. 1096-1108, 2017.

FCA. FCA amplia para R\$ 8,5 bi investimentos em Minas Gerais e transforma complexo de Betim no maior polo de powertrain da América Latina. **FCA Press**, 2019. Disponível em: <www.fcapress.com.br/pt/fca/verRelease/2274.do>. Acesso em: 17 Junho 2019.

FRANÇA JÚNIOR, O. M. Impact of the Miller Cycle in the efficiency of an FVVT (Fully Variable Valve Train) engine during part load operation. **SAE Technical Papers**, 2009-36-0081, 2009.

GOVERNO DO BRASIL. Governo estabelece adição de 27% de etanol na gasolina. **Governo do Brasil**, 2017. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/economia-e-emprego/2015/03/adicao-de-27-de-etanol-na-gasolina-e-estabelecida-pelo-governo>>. Acesso em: 10 Outubro 2018.

GUTIERREZ, M. Moody's: Rota 2030 é positivo para crédito das montadoras no Brasil. **Valor**, 2018. Disponível em: <<https://www.valor.com.br/brasil/5649433/moody%3Fs-rota-2030-e-positivo-para-credito-das-montadoras-no-brasil>>. Acesso em: 22 Agosto 2018.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 1ª. ed. Nova Iorque: McGraham-Hill, 1988. 930 p. ISBN 0-07-028637-X.

HOYER, K. S.; MOORE, W. R.; KEITH, C. A simulation method to guide DISI engine redesign for increased efficiency using alcohol fuel blends. **SAE Technical Papers**, 2010-01-1203, 2010.

HSIEH, W.-D. et al. Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels. **Atmospheric Environment**, v. 36, p. 403-410, 2002.

IJIMA, A. et al. Visualization And Spectroscopic Measurement of Knocking Combustion Accompanied By Cylinder Pressure Oscillations In An HCCI Engine. **SAE Technical Papers**, 2013-32-9166, 2013.

KIM, N.; CHO, S.; MIN, K. A study on the combustion and emission characteristics of an SI engine under full load conditions with ethanol port injection and gasoline direct injection. **Fuel**, v. 158, p. 725-732, 2015.

LI, Q. et al. Comparative study on the pumping losses between continuous variable valve lift (CVVL) engine and variable valve timing (VVT) engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 137, p. 710-720, 2018.

LI, T. et al. The Miller Cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC. **Energy Conversion and Management**, v. 79, p. 59-65, 2014.

LUISI, S. et al. Experimental investigation on early and late intake valve closures for knock mitigation through Miller Cycle in a downsized turbocharged engine. **SAE Technical Papers**, 2015-01-0760, 2015.

MARTINS, M. E. S.; LANZANOVA, T. D. M. Full-load Miller Cycle with ethanol and EGR: Potential benefits and challenges. **Applied Thermal Engineering**, v. 90, p. 274-285, 2015.

MILLO, F. et al. Numerical and experimental investigation on combustion characteristics of a spark ignition engine with an early intake valve closing load control. **Fuel**, v. 121, p. 298-310, 2014.

MITO, Y. et al. Advanced Combustion Performance For High Efficiency In New I3 1.2L Supercharged Gasoline Engine By Effective Use Of 3D Engine Simulation. **SAE Technical Papers**, 2012-01-0422, 2012.

MOORE, W.; FOSTER, M.; HOYER, K. Engine efficiency improvements enabled by ethanol fuel blends in a GDi VVA flex fuel engine. **SAE Technical Papers**, 2011-01-0900, 2011.

MUOIO, D. These countries are banning gas-powered vehicles by 2040. **Business Insider**, 2017. Disponível em: <<https://www.businessinsider.com/countries-banning-gas-cars-2017-10/#norway-will-only-sell-electric-and-hybrid-vehicles-starting-in-2030-1>>. Acesso em: 21 Agosto 2018.

NAGYSZOKOLYAI, I. A Fejben Van Az Ész. **Auto Technika**, 2013. Disponível em: <<https://autotechnika.hu/cikkek/motor-eroatvitel/10347/a-fejben-van-az-esz>>. Acesso em: 14 Outubro 2018.

NASIR, K. F. Experimental investigation of using ethanol-gasoline in spark ignition engine. **Al-Nahrain Journal for Engineering Sciences**, v. 21, p. 368-373, 2018.

NWUFO, O. C. et al. Performance, emission and combustion characteristics of a single cylinder spark ignition engine using ethanol-petrol-blended fuels. **International Journal of Ambient Energy**, v. 39, p. 792-801, 2018.

OSORIO, J. D.; RIVERA-ALVAREZ, A. Efficiency enhancement of spark-ignition engines using a continuous variable valve timing system for load control. **Energy**, v. 161, p. 649-662, 2018.

PETROBRAS. Gasolina. **Petrobras**, 2019. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/produtos-e-servicos/produtos/automotivos/gasolina/>>. Acesso em: 29 Junho 2019.

POLI USP. RCGI busca parceiros para criar o primeiro carro híbrido flex do mundo. **Escola Politécnica Universidade de São Paulo**, 2017. Disponível em:

<<http://www.poli.usp.br/pt/comunicacao/noticias/2314-rcgi-busca-parceiros-para-criar-o-primeiro-carro-hibrido-flex-do-mundo.html>>. Acesso em: 22 Agosto 2018.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. 2^a. ed. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2003. 478 p. ISBN 0-13-140570-5.

REIS, S. Indústria defende rota tecnológica do etanol para o futuro da mobilidade no Brasil. **Automotive Business**, 2019. Disponível em:

<<http://www.automotivebusiness.com.br/noticia/29442/industria-defende-rota-tecnologica-do-etanol-para-o-futuro-da-mobilidade-no-brasil>>. Acesso em: 17 Junho 2019.

RILEY, M. B.; FIDDES, D. W. A fully variable mechanical valvetrain with a simple moving pivot. **SAE Technical Papers**, 2005-01-0770, 2005.

ROBERT BOSCH GMBH. **Automotive Handbook**. 7^a Edição. ed. Plochingen: SAE Society of Automotive Engineers, 2007.

SAIKRISHNAN, V.; KARTHIKEYAN, A.; JAYAPRABAKAR, J. Analysis of ethanol blends on spark ignition engines. **International Journal of Ambient Energy**, v. 39, p. 103-107, 2018.

SIDDEGOWDA, K. B.; VENKATESH, J. Performance and emission characteristics of MPFI engine by using gasoline-ethanol blends. **International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology**, v. 2, p. 4891-4897, 2013.

SOUZA, L. L. P. et al. Comparative environmental life cycle assessment of conventional vehicle with different fuel options, plug-in hybrid and electric vehicles for a sustainable transportation system in Brazil. **Journal of Cleaner Production**, v. 203, p. 444-468, 2018.

SZYBIST, J. et al. Investigation of knock limited compression ratio of ethanol gasoline blends. **SAE Technical Papers**, 2010-01-0619, 2010.

TEODOSIO, L. et al. Impact of intake valve strategies on fuel consumption and knock tendency of a spark ignition engine. **Applied Energy**, v. 216, p. 91-104, 2018.

TOYOTA. Novo Corolla feito no Brasil será o primeiro veículo híbrido flex do mundo. **Toyota | Sala de Imprensa**, 2019. Disponível em: <www.toyotaimpresa.com.br/releases/release.php?id=10516&/novo_corolla_feito_no_brasil_sera_o_primeiro_veiculo_hibrido_flex_do_mundo>. Acesso em: 17 Junho 2019.

TREVAS, I. C. **Análise De Desempenho Em Um Motor Flex Operando Em Ciclo Miller A Partir Da Variação Da Posição Angular Do Comando De Válvulas De Aspiração E Do Seu Curso De Abertura**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, p. 188. 2017.

VAN BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F. **Internal combustion engine handbook: Basics, components, systems and perspectives**. Warrendale: SAE International, 2004. 811 p. ISBN 978-0-768-01139-5.

WAN, Y.; DU, A. Reducing part load pumping loss and improving thermal efficiency through high compression ratio over-expanded cycle. **SAE Technical Papers**, 2013-01-1744, 2013.

WANG, Y. et al. Application of the Miller Cycle to reduce NOx emissions from petrol engine. **Applied Energy**, v. 85, p. 463-474, 2008.

WANG, Y. et al. Performance analysis of a Miller Cycle engine by an indirect analysis method with sparking and knock in consideration. **Energy Conversion and Management**, v. 119, p. 316-326, 2016.

WEI, H. et al. Effects of applying a Miller Cycle with split injection on engine performance and knock resistance in a downsized gasoline engine. **Fuel**, v. 214, p. 98-107, 2018.

WIBOWO, C. S. et al. The effect of gasoline-bioethanol blends on the value of fuel's octane number. **E3S Web Conferences**, v. 67, p. 4-6, 2018.

WURZENBERGER, J. C. et al. A Comprehensive Study On Different System Level Engine Simulation Models. **SAE Technical Papers**, 2013-01-1116, 2013.

YASHWANTH, M. S.; VENUGOPAL, T.; RAMESH, A. Experimental and simulation studies to determine the effective octane number in an engine fuelled with ethanol and gasoline. **International Journal of Automotive and Mechanical Engineering**, v. 10, p. 2057-2069, 2014.

ZHUANG, Y.; HONG, G. Primary investigation to leveraging effect of using ethanol fuel on reducing gasoline fuel consumption. **Fuel**, v. 105, p. 425-431, 2013.

ZMUDKA, Z.; POSTRZEDNIK, S.; PRZYBYLA, G. Throttleless Control of SI Engine Load by Fully Flexible Inlet Valve Actuation System. **Combustion Engines**, v. 164, p. 44-48, 2016.

APÊNDICE A - Dados de entrada AVL Boost®

Figura 19 - Simulation tasks

Simulation Tasks	
Simulation Tasks	Cycle Simulation
Cycle Simulation	
Species Transport	Classic
End of Simulation	100 [cycles]
Convergence control	Não marcado
Spatial Pipe Discretization	Average Cell Size: 30 mm
Classic Species Setup	
Fuel Properties	User-defined Fuel
Real Gas Factor	Não marcado
Air Humidity	Não marcado
Property Dependencies	f (P, T, mixtures)
Reference Pressure	1 [bar]
Reference Temperature	24.85 [degC]
Restart Control	
Restart Simulation	No
Use Most Recent Restart File	Marcado
Time Reset	Não marcado
Save Restart File at End of Simulation	Não marcado
Restart File Saving Interval	None
Backup File	Não marcado
Simulation Volumetric Efficiency	
Reference Element	Plenum PL1
Output Control	
Animation	Não marcado
Traced Cycles	Não marcado
Acoustic Cycle	Não marcado
Saving Interval	0.5 [deg]
Abcissa	Cycle
Pressure	1 [bar]
Temperature	25 [degC]
Aftertreatment Analysis	
Office	Marcado
Use OD Model for Aftertreatment Injectors	Não marcado
Use Large Scale System Accelerator	Não marcado
Enable High-Robustness Option	Não marcado
Tolerance Refinement Factor	1 [-]
Disable Result Writing	Não marcado
Restart Control	No
Write Restart File	Não marcado
PSS-Realtime	Não marcado
Set Global Solid Initialization Temperature	Não marcado
Fuel Composition for Engine A/F Ratio Input	Não marcado
Lineat Acoustics	
Minimum Frequency	1 [Hz]
Maximum Frequency	2000 [Hz]
Frequency points	101
Reference for Insertion Loss	None
Save	
Save Elements	Não marcado
Save Transfer Matrices	Não marcado

Simulation Control - Initialization					
	Press. bar	Temp. degC	Fuel Vapour [-]	Comb. Products [-]	A/F ratio [-]
1	P_amb	T_amb	0	0	10000
2	P_mainfold	T_mainfold	0	0	10000
3	P_mainfold	T_mainfold	Fuel_Vapour	0	AF_ratio
4	1.5	250	0	1	AF_ratio

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 20 - Boost Gas Properties Tool

BOOST Gas Properties Tool	
Fuel Components - Etanol	
Kind of fraction ratio	Liquid volume fraction based
Fuel Label	Fraction Ratio [-]
H2O	0.06
Ethanol	0.94
Fuel Components - Gasolina	
Kind of fraction ratio	Liquid volume fraction based
Fuel Label	Fraction Ratio [-]
Gasoline	0.75
Ethanol	0.25

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 21 - Engine

Engine - E1	
General	
Transient Engine Speed	Não marcado
Engine Speed	<i>Engine_speed</i>
Cycle Type	4-Stroke
BMEP Control	Não marcado
Cylinder / RPE-Rotor Setup	
Identical Cylinders	Marcado
Firing Angle [deg]	
1	0
2	540
3	180
4	360
Engine Friction	
Engine Friction	Table
Friction Multiplier	1 [-]
Friction List	
Engine speed [rpm]	FMEP [bar]
2000	0.72
2500	0.77
3000	0.82
3500	0.90
4000	0.99
4500	1.15
5000	1.25
5500	1.38
6000	1.33

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 22 - System Boundary

System Boundary - SB1	System Boundary - SB2
General	
Save Energy and Mass for Backflow	Não marcado
Boundary Type	Standard
End Correction	Marcado
Boundary Conditions	
Global Boundary Conditions	Preference: Set 1
Flow Coefficients	
Pipe 1 Inflow	1 [-]
Pipe 1 Outflow	1 [-]
General	
Save Energy and Mass for Backflow	Não marcado
Boundary Type	Standard
End Correction	Marcado
Boundary Conditions	
Global Boundary Conditions	Preference: Set 4
Flow Coefficients	
Pipe 1 Inflow	1 [-]
Pipe 1 Outflow	1 [-]

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 23 - Air Cleaner

Air Cleaner - CL1	
General	
Total Air Cleaner Volume	8.7 [L]
Inlet Collector Volume	3 [L]
Outlet Collector Volume	4.3 [L]
Length of Filter Element	300 [mm]
Hydraulic Setting	Marcado
Hydraulic Unit	Diameter
Hydraulic Diameter	201.95 [mm]
Friction	
Friction Specification	Target Pressure Drop
Mass Flow	110 [g/s]
Target Pressure Drop	2.6 [kPa]
Inlet Pressure	1 [bar]
Inlet Air Temperature	25 [degC]
Flow Coefficients	
Pipe 1 Inflow	1 [-]
Pipe 1 Outflow	1 [-]
Pipe 2 Inflow	1 [-]
Pipe 2 Outflow	1 [-]

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 24 - Throttle

Throttle - TH1			
General			
Reference Diameter		50 [mm]	
Throttle Angle		<i>Throttle_angle</i>	
Flow Coefficients			
Th. Angle [deg]	Flow Coeff. [-]	Th. Angle [deg]	Flow Coeff. [-]
0	0.001	14.4	0.035
0.4	0.002	16.4	0.044
0.9	0.002	18.4	0.053
1.4	0.003	23.4	0.082
1.9	0.003	28.4	0.119
2.4	0.004	33.4	0.163
2.9	0.005	38.4	0.211
3.4	0.006	48.4	0.323
4.4	0.007	58.4	0.455
5.4	0.009	68.4	0.606
6.4	0.012	78.4	0.706
7.4	0.014	83.4	0.731
8.4	0.017	88.4	0.747
10.4	0.021	90	1
12.4	0.028		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 25 - Plenum

Plenum - PL1	
General	
Geometry Definition	Volume
	Volume 5.04 [L]
Wall Heat Transfer	Não marcado
Connection Defition	
Connection Defition	None
Initialization	
Global Initialization	Preference: Set 2
Flow Coefficients	
Pipe 3 Inflow	1 [-]
Pipe 3 Outflow	1 [-]
Pipe 4 Inflow	1 [-]
Pipe 4 Outflow	1 [-]
Pipe 5 Inflow	1 [-]
Pipe 5 Outflow	1 [-]
Pipe 6 Inflow	1 [-]
Pipe 6 Outflow	1 [-]
Pipe 7 Inflow	1 [-]
Pipe 7 Outflow	1 [-]

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 26 - Injector

Injector - I1 / I2 / I3 / I4	
General	
Injection Method	Intermittent
Reference Cylinder	
I1	Cylinder 1
I2	Cylinder 2
I3	Cylinder 3
I4	Cylinder 4
Injection Angle (rel. to FTDC)	<i>Inj_timing</i>
	EOI
Injector Rate/Duration Settings	Rate
Delivery Rate	<i>Inj_rate</i>
Fuel Film Thickness	0.01 [mm]
Fuel Film Liquid Density	Eta. 789 [kg/m ³] Gas. 680 [kg/m ³]
Film=Wall Temperature taken from	Measuring Point 1
Evaporation Multiplier	1 [-]
Shape Multiplier	1 [-]
Distillation Curve	
T Distillation [degC]	Fraction [-]
	78 0
	78.1 0.025
	78.41 0.079
	78.74 0.111
	79.3 0.161
	80.7 0.297
	82.3 0.448
	84.1 0.595
	86.7 0.725
	89 0.796
	95.5 0.941
	100 1
Mass Flow	
Mass Flow Specification	Ratio Control
Ratio	<i>AF_ratio</i>
Injector Model	Injection Nozzle (Continuous Injection)
Air Flow taken from Measuring Point	Measuring Point 2
The Injector Covers	25%
Species Option	
Fuel Temperature	25 [degC]
Consider Heat of Evaporation	Marcado
Evaporation Heat	<i>Evap_heat</i>
Heat from Wall	0 [-]
Flow Coefficients	
from Pipe 4 to Pipe 8	1 [-]
from Pipe 8 to Pipe 4	1 [-]

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 27 - Restriction

Restriction - R1 / R2 / R3 / R4 / R5 / R6 / R7 / R8	
Flow Coefficients	
from Pipe 8 to Pipe 12	1 [-]
from Pipe 12 to Pipe 8	1 [-]

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 28 - Cylinder

Cylinder - C1	
<p style="text-align: center;">General</p> <p>Bore 77 mm</p> <p>Stroke 85.8 mm</p> <p>Compression Ratio Comp_ratio</p> <p>Con-Rod Length 135.6 mm</p> <p>Piston Pin Offset 0.8 mm</p> <p>Effective Blow By Gap 0.00015 mm</p> <p>Mean Crankcase Press. 1 bar</p> <p>User Defined Piston Motion Não marcado</p> <p>Chamber Attachment Não marcado</p> <p>Scavenge Model Perfect Mixing</p>	<p style="text-align: center;">Pollutants</p> <p>NOx Kinetic Multiplier 1 [-]</p> <p>NOx Postprocessing Multiplier 0.64 [-]</p> <p>CO Kinetic Multiplier 1 [-]</p> <p>Crevice height 5 mm</p> <p>Crevice gap 0.1 mm</p> <p>Oilfilm thickness 0.005 mm</p> <p>HC postoxidation multiplier 1 [-]</p> <p>HC postoxidation E 18516.85 degC</p> <p>HC postoxidation f 0.3 [-]</p> <p>HC partial burn P 1 [-]</p>
<p style="text-align: center;">Initialization</p> <p>Pressure 5 bar</p> <p>Temperature T_exh_open</p> <p>Ratio Type A/F - Ratio</p> <p>Ratio Value AF_ratio</p> <p>Fuel Vapour 0 [-]</p> <p>Combustion Products 1 [-]</p> <p>SHP Condition Setting Não marcado</p>	<p style="text-align: center;">Knock</p> <p>Exponent a 3.402 [-]</p> <p>Exponent n 1.7 [-]</p> <p>Constant A Eta. 0.021 s Gas. 0.01768 s</p> <p>Constant B 3526.85 degC</p>
<p style="text-align: center;">Combustion</p> <p>Heat Release Vibe 2-Zone</p> <p>Mixture Preparation External</p> <p>Fuel Temperature 25 degC</p> <p>In Cylinder Evaporation Não marcado</p>	<p style="text-align: center;">Heat Transfer</p> <p>Cylinder AVL 2000</p> <p>Ports Zapf</p> <p>Piston Surface Area 4656.6257 mm²</p> <p>Piston Wall Temperature 275 degC</p> <p>Piston Calibration Factor 1 [-]</p> <p>Cylinder Head Surface Area Cyl_head_area</p> <p>Cylinder Head Wall Temperature 250 degC</p> <p>Head Calibration Factor 1 [-]</p> <p>Liner Layer Discretization Não marcado</p> <p>Liner Surface Area (TDC) 72.71351 mm²</p> <p>Liner Wall Temp. (TDC) 170 degC</p> <p>Liner Wall Temp. (BDC) 150 degC</p> <p>Liner Calibration Factor 1 [-]</p> <p>Combustion System DI</p> <p>Incylinder Swirl Ration nD/nM 0 [-]</p> <p>Variable Wall Temperature Não marcado</p>
<p style="text-align: center;">Vibe 2-Zone</p> <p>Start of Combustion Start_comb</p> <p>Combustion Duration Comb_dur</p> <p>Shape parameter m Vibe_m</p> <p>Parameter a 6.9</p>	

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 29 - Cylinder - Valve Port Specifications

Valve Port Specifications			
Pipe	Control	Surface Area [mm ²]	W. Temp. [degC]
12	Valve	656.881	250
16	Valve	399.023	600

Intake Valve Controlled		Exhaust Valve Controlled	
Inner Valve Seat (=Reference) Diameter	28.92 [mm]	Inner Valve Seat (=Reference) Diameter	22.54 [mm]
Valve Clearance	0.45 [mm]	Valve Clearance	0.45 [mm]
Scaling Factor for Eff. Flow Area	1.045 [-]	Scaling Factor for Eff. Flow Area	0.635 [-]
Calculate Dynamic Incylinder Swirl	Não marcado	Calculate Dynamic Incylinder Swirl	Não marcado
Calculate Dynamic Incylinder Tumble	Não marcado	Calculate Dynamic Incylinder Tumble	Não marcado
Reference Lift for Valve Timing	0 [mm]	Reference Lift for Valve Timing	0 [mm]
Reference Lift Base	Effective	Reference Lift Base	Effective
Flow Coefficients		Flow Coefficients	
Pressure Ratio	0.85 [-]	Pressure Ratio	1.15 [-]
Effective Valve Lift	Marcado	Effective Valve Lift	Marcado
Valve Lift [mm]	Flow Coeff. [-]	Valve Lift [mm]	Flow Coeff. [-]
0	0	0	0
1	0.08034	1	0,118845
2	0.16352	2	0,259688
3	0.2546	3	0,412869
4	0.3471	4	0,556368
5	0.43063	5	0,669741
6	0.49646	6	0,742813
7	0.54071	7	0,779311
8	0.56534	8	0,795418
9	0.57686	9	0,813262
10	0.58274		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 30 - Junction

Junction - J1 / J2	
General	
Junction Type	Constant Pressure
Constant Pressure	
Pipe Inflow	1 [-]
Pipe Outflow	1 [-]

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 31 - Catalyst

Catalyst - CAT 1	
General	
Chemical Reactions	Não marcado
Monolith Volume	2.451 [L]
Length of Monolith	240 [mm]
Inlet Collector Volume	0.614 [L]
Outlect Collector Volume	0.614 [L]
Type Specification	
Catalyst Type Specification	Square Cell Catalyst
Cell Density (CPSI)	600 [1/in ²]
Wall Thickness	36.18 [micron]
Friction	
Friction Specification	Coefficient
Coefficient a	64 [-]
Coefficient b	-1 [-]
Turbulent	0.019 [-]
Channel Shape	Square
Result Specification	
Spatial Positions	Use 5 Points
Type of Results	Standard
Flow Coefficients	
Pipe 25 Inflow	1 [-]
Pipe 25 Outflow	1 [-]
Pipe 26 Inflow	1 [-]
Pipe 26 Outflow	1 [-]

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 32 - Pipes A

Pipe 1		Pipe 2	
General		General	
Pipe Length	500 [mm]	Pipe Length	300 [mm]
Diameter	65 [mm]	Diameter	65 [mm]
Hydraulic Setting	Não marcado	Hydraulic Setting	Não marcado
Bent Pipe	Não marcado	Bent Pipe	Não marcado
Lam. Friction Coeff.	64 [-]	Lam. Friction Coeff.	64 [-]
Turbulent Friction	Surface Roughness	Turbulent Friction	Surface Roughness
Surface Roughness	0.0015 [-]	Surface Roughness	0.0015 [-]
Friction Multiplier	1 [-]	Friction Multiplier	1 [-]
Absorptive Material	Não marcado	Absorptive Material	Não marcado
Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy	Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy
Heat Transfer Factor	1 [-]	Heat Transfer Factor	1 [-]
Wall Temperature	26.85 [degC]	Wall Temperature	26.85 [degC]
Variable Wall Temperature	Não marcado	Variable Wall Temperature	Não marcado
Initialization		Initialization	
Global Initialization	Preference: Set 1	Global Initialization	Preference: Set 1
Pipe 3		Pipe 4 / 5 / 6 / 7	
General		General	
Pipe Length	300 [mm]	Pipe Length	350 [mm]
Diameter	70 [mm]	Diameter	40 [mm]
Hydraulic Setting	Não marcado	Hydraulic Setting	Não marcado
Bent Pipe	Marcado	Bent Pipe	Marcado
Bending Radius	Table	Bending Radius	Table
Lam. Friction Coeff.	64 [-]	Lam. Friction Coeff.	64 [-]
Turbulent Friction	Surface Roughness	Turbulent Friction	Surface Roughness
Surface Roughness	0.0015 [-]	Surface Roughness	0.0015 [-]
Friction Multiplier	1 [-]	Friction Multiplier	1 [-]
Absorptive Material	Não marcado	Absorptive Material	Não marcado
Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy	Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy
Heat Transfer Factor	1 [-]	Heat Transfer Factor	1 [-]
Wall Temperature	26.85 [degC]	Wall Temperature	36.85 [degC]
Variable Wall Temperature	Não marcado	Variable Wall Temperature	Não marcado
Bending Radius		Bending Radius	
Location [mm]	Bending Radius [mm]	Location [mm]	Bending Radius [mm]
0	0	0	0
120	100000	110	30
300	115	350	100000
Initialization		Initialization	
Global Initialization	Preference: Set 1	Global Initialization	Preference: Set 2

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 33 - Pipes B

Pipe 8 / 9 / 10 / 11		Pipe 12 / 13 / 14 / 15	
General		General	
Pipe Length	50 [mm]	Pipe Length	50 [mm]
Diameter	40 [mm]	Diameter	40 [mm]
Hydraulic Setting	Não marcado	Hydraulic Setting	Não marcado
Bent Pipe	Não marcado	Bent Pipe	Não marcado
Lam. Friction Coeff.	64 [-]	Lam. Friction Coeff.	64 [-]
Turbulent Friction	Surface Roughness	Turbulent Friction	Surface Roughness
Surface Roughness	0.25 [-]	Surface Roughness	0.25 [-]
Friction Multiplier	1 [-]	Friction Multiplier	1 [-]
Absorptive Material	Não marcado	Absorptive Material	Não marcado
Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy	Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy
Heat Transfer Factor	1 [-]	Heat Transfer Factor	1 [-]
Wall Temperature	66.85 [degC]	Wall Temperature	66.85 [degC]
Variable Wall Temperature	Não marcado	Variable Wall Temperature	Não marcado
Initialization		Initialization	
Global Initialization	Preference: Set 3	Global Initialization	Preference: Set 3
Pipe 16 / 17 / 18 / 19		Pipe 22	
General		General	
Pipe Length	50 [mm]	Pipe Length	70 [mm]
Diameter	40 [mm]	Diameter	40 [mm]
Hydraulic Setting	Não marcado	Hydraulic Setting	Não marcado
Bent Pipe	Não marcado	Bent Pipe	Não marcado
Lam. Friction Coeff.	64 [-]	Lam. Friction Coeff.	64 [-]
Turbulent Friction	Surface Roughness	Turbulent Friction	Surface Roughness
Surface Roughness	0.25 [-]	Surface Roughness	0.05 [-]
Friction Multiplier	1 [-]	Friction Multiplier	1 [-]
Absorptive Material	Não marcado	Absorptive Material	Não marcado
Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy	Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy
Heat Transfer Factor	1 [-]	Heat Transfer Factor	1 [-]
Wall Temperature	576.85 [degC]	Wall Temperature	476.85 [degC]
Variable Wall Temperature	Não marcado	Variable Wall Temperature	Não marcado
Initialization		Initialization	
Global Initialization	Preference: Set 4	Global Initialization	Preference: Set 4

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 34 - Pipes C

Pipe 20 / 21		Pipe 23 / 24	
General		General	
Pipe Length	110 [mm]	Pipe Length	200 [mm]
Diameter	40 [mm]	Diameter	40 [mm]
Hydraulic Setting	Não marcado	Hydraulic Setting	Não marcado
Bent Pipe	Marcado	Bent Pipe	Marcado
Bending Radius	Table	Bending Radius	Table
Lam. Friction Coeff.	64 [-]	Lam. Friction Coeff.	64 [-]
Turbulent Friction	Surface Roughness	Turbulent Friction	Surface Roughness
Surface Roughness	0.05 [-]	Surface Roughness	0.05 [-]
Friction Multiplier	1 [-]	Friction Multiplier	1 [-]
Absorptive Material	Não marcado	Absorptive Material	Não marcado
Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy	Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy
Heat Transfer Factor	1 [-]	Heat Transfer Factor	1 [-]
Wall Temperature	476.85 [degC]	Wall Temperature	476.85 [degC]
Variable Wall Temperature	Não marcado	Variable Wall Temperature	Não marcado
Bending Radius		Bending Radius	
Location [mm]	Bending Radius [mm]	Location [mm]	Bending Radius [mm]
0	0	0	0
60	57	60	57
110	100000	110	100000
Initialization		Initialization	
Global Initialization	Preference: Set 4	Global Initialization	Preference: Set 4
Pipe 25		Pipe 26	
General		General	
Pipe Length	50 [mm]	Pipe Length	2160 [mm]
Diameter	40 [mm]	Diameter	46 [mm]
Hydraulic Setting	Não marcado	Hydraulic Setting	Não marcado
Bent Pipe	Não marcado	Bent Pipe	Não marcado
Lam. Friction Coeff.	64 [-]	Lam. Friction Coeff.	64 [-]
Turbulent Friction	Surface Roughness	Turbulent Friction	Surface Roughness
Surface Roughness	0.05 [-]	Surface Roughness	0.05 [-]
Friction Multiplier	1 [-]	Friction Multiplier	1 [-]
Absorptive Material	Não marcado	Absorptive Material	Não marcado
Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy	Gas/Wall Heat Transfer	Re-Analogy
Heat Transfer Factor	1 [-]	Heat Transfer Factor	1 [-]
Wall Temperature	476.85 [degC]	Wall Temperature	326.85 [degC]
Variable Wall Temperature	Não marcado	Variable Wall Temperature	Não marcado
Initialization		Initialization	
Global Initialization	Preference: Set 4	Global Initialization	Preference: Set 4

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 35 - Parameters

	Comp_ratio	10.5	[-] Ratio
Etanol	Evap_heat	846	kJ/kg (Evaporation Heat)
Gasolina	Evap_heat	318	kJ/kg (Evaporation Heat)
Etanol	Vibe_m	1.22	[-] Ratio
Gasolina	Vibe_m	1.50	[-] Ratio
Rc = 10,5	Cyl_head_area	5089.931	mm ² (Area)
Rc = 14,5	Cyl_head_area	4902.535	mm ² (Area)
	Engine_speed	Case Set	rpm (Angular velocity)
	P_amb	Case Set	bar (Pressure)
	T_amb	Case Set	degC (Temperature)
	Throttle_angle	Case Set	deg (Angle)
	P_mainfold	Case Set	bar (Pressure)
	T_mainfold	Case Set	degC (Temperature)
	AF_ratio	Case Set	[-] Ratio
	Fuel_vapour	Case Set	[-] Ratio
	Inj_rate	Case Set	g/s (Massflow)
	Inj_timing	Case Set	deg (Angle)
	Start_comb	Case Set	deg (Angle)
	Comb_dur	Case Set	deg (Angle)
	T_exh_open	Case Set	degC (Temperature)

Fonte: Elaborado pelo autor

APÊNDICE B - Case Sets

Quadro 6 - Case Set - Modelo de Validação Etanol Carga A

CASE SET - MODELO DE VALIDAÇÃO ETANOL CARGA A							
Case	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
Set 1	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,908	22,6	30,0	0,897	24,0	9,14
<i>Case 2</i>	2500	0,909	22,4	72,0	0,897	24,0	8,63
<i>Case 3</i>	3000	0,909	22,8	43,0	0,898	24,0	8,40
<i>Case 4</i>	3500	0,909	23,1	40,0	0,897	24,0	8,71
<i>Case 5</i>	4000	0,909	23,4	56,0	0,891	24,0	8,50
<i>Case 6</i>	4500	0,909	23,7	90,0	0,885	24,7	8,31
<i>Case 7</i>	5000	0,909	23,8	90,0	0,885	24,6	8,36
<i>Case 8</i>	5500	0,908	23,7	90,0	0,883	25,0	8,33
<i>Case 9</i>	6000	0,908	23,4	90,0	0,889	26,0	7,96

Case	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
Set 1	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,109	3,37	490	-8,3	40	745
<i>Case 2</i>	2500	0,116	3,41	490	-10,6	40	778
<i>Case 3</i>	3000	0,119	3,37	490	-18,2	45	779
<i>Case 4</i>	3500	0,115	3,37	490	-18,0	45	798
<i>Case 5</i>	4000	0,118	3,39	490	-23,4	45	833
<i>Case 6</i>	4500	0,120	3,37	490	-24,0	45	848
<i>Case 7</i>	5000	0,120	3,41	490	-19,9	50	874
<i>Case 8</i>	5500	0,120	3,42	490	-21,0	55	891
<i>Case 9</i>	6000	0,126	3,39	490	-26,7	55	895

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 7 - Case Set - Modelo de Validação Etanol Carga B

CASE SET - MODELO DE VALIDAÇÃO ETANOL CARGA B							
Case Set 2	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,908	22,6	19,5	0,799	25,0	8,98
<i>Case 2</i>	2500	0,909	22,6	22,8	0,773	24,0	9,01
<i>Case 3</i>	3000	0,909	22,9	26,5	0,791	25,0	9,00
<i>Case 4</i>	3500	0,909	23,3	26,3	0,771	25,0	9,01
<i>Case 5</i>	4000	0,909	23,7	28,3	0,722	26,0	9,02
<i>Case 6</i>	4500	0,909	24,6	30,1	0,700	26,0	9,03
<i>Case 7</i>	5000	0,909	24,5	32,7	0,722	26,0	9,02
<i>Case 8</i>	5500	0,908	24,3	39,1	0,761	26,0	9,01
<i>Case 9</i>	6000	0,908	23,7	52,9	0,832	27,0	8,15

Case Set 2	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,111	3,35	490	-4,5	35	762
<i>Case 2</i>	2500	0,111	3,38	490	-6,7	35	802
<i>Case 3</i>	3000	0,111	3,42	490	-12,9	40	830
<i>Case 4</i>	3500	0,111	3,42	490	-13,0	40	851
<i>Case 5</i>	4000	0,111	3,39	490	-14,9	40	868
<i>Case 6</i>	4500	0,111	3,41	490	-15,9	40	893
<i>Case 7</i>	5000	0,111	3,39	490	-11,2	45	916
<i>Case 8</i>	5500	0,111	3,56	490	-16,6	50	912
<i>Case 9</i>	6000	0,123	3,43	490	-26,6	50	900

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 8 - Case Set - Modelo de Validação Etanol Carga C

CASE SET - MODELO DE VALIDAÇÃO ETANOL CARGA C							
Case	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
Set 3	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
Case 1	2000	0,908	22,4	12,2	0,506	25,0	8,91
Case 2	2500	0,909	22,4	14,2	0,493	25,0	8,97
Case 3	3000	0,909	22,6	15,7	0,511	25,0	8,96
Case 4	3500	0,909	22,8	17,4	0,494	26,0	8,97
Case 5	4000	0,909	23,0	19,0	0,458	26,0	9,01
Case 6	4500	0,909	23,5	20,6	0,450	27,0	9,01
Case 7	5000	0,909	23,6	22,0	0,463	27,0	8,98
Case 8	5500	0,909	23,7	23,6	0,492	27,0	8,98
Case 9	6000	0,908	23,3	25,7	0,554	27,0	9,00

Case	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
Set 3	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
Case 1	2000	0,112	3,32	490	-4,6	35	661
Case 2	2500	0,111	3,30	490	-7,3	35	721
Case 3	3000	0,112	3,36	490	-5,5	35	748
Case 4	3500	0,111	3,34	490	-6,3	35	782
Case 5	4000	0,111	3,33	490	-7,7	35	819
Case 6	4500	0,111	3,35	490	-9,3	40	852
Case 7	5000	0,111	3,33	490	-11,2	40	865
Case 8	5500	0,111	3,39	490	-11,3	40	883
Case 9	6000	0,111	3,39	490	-19,9	45	907

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 9 - Case Set - Modelo de Validação Gasolina Carga A

CASE SET - MODELO DE VALIDAÇÃO GASOLINA CARGA A							
Case Set 1	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,911	19,0	27,0	0,893	24,0	12,43
<i>Case 2</i>	2500	0,911	19,0	90,0	0,895	24,0	12,41
<i>Case 3</i>	3000	0,911	20,0	90,0	0,896	22,8	12,14
<i>Case 4</i>	3500	0,911	20,0	90,0	0,895	22,8	12,44
<i>Case 5</i>	4000	0,911	20,0	90,0	0,889	23,0	11,63
<i>Case 6</i>	4500	0,911	21,0	90,0	0,884	24,0	11,04
<i>Case 7</i>	5000	0,911	21,0	90,0	0,885	24,0	10,80
<i>Case 8</i>	5500	0,911	21,0	90,0	0,884	25,0	10,31
<i>Case 9</i>	6000	0,911	21,0	90,0	0,883	27,0	10,15

Case Set 1	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,080	3,43	490	-3,1	35	766
<i>Case 2</i>	2500	0,081	3,43	490	-4,7	35	853
<i>Case 3</i>	3000	0,082	3,43	490	-8,9	35	817
<i>Case 4</i>	3500	0,080	3,43	490	-9,9	35	846
<i>Case 5</i>	4000	0,086	3,43	490	-8,7	40	862
<i>Case 6</i>	4500	0,091	3,43	490	-7,1	40	871
<i>Case 7</i>	5000	0,093	3,43	490	-7,0	45	871
<i>Case 8</i>	5500	0,097	3,43	490	-11,9	45	871
<i>Case 9</i>	6000	0,099	3,43	490	-11,2	45	856

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 10 - Case Set - Modelo de Validação Gasolina Carga B

CASE SET - MODELO DE VALIDAÇÃO GASOLINA CARGA B							
Case	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
Set 2	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,904	20,0	22,4	0,809	24,0	13,18
<i>Case 2</i>	2500	0,903	20,0	23,8	0,777	24,0	13,21
<i>Case 3</i>	3000	0,903	19,0	27,4	0,775	21,0	13,16
<i>Case 4</i>	3500	0,904	19,0	27,4	0,763	23,0	13,14
<i>Case 5</i>	4000	0,905	20,0	27,7	0,699	25,0	12,37
<i>Case 6</i>	4500	0,906	20,0	29,1	0,671	25,0	11,90
<i>Case 7</i>	5000	0,907	22,0	31,7	0,691	27,0	11,33
<i>Case 8</i>	5500	0,907	22,0	34,5	0,711	28,0	11,20
<i>Case 9</i>	6000	0,907	21,0	49,5	0,799	28,0	11,19

Case	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
Set 2	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,076	3,50	490	-3,5	35	841
<i>Case 2</i>	2500	0,076	3,48	490	-5,7	35	859
<i>Case 3</i>	3000	0,076	3,42	490	-8,8	35	876
<i>Case 4</i>	3500	0,076	3,52	490	-9,6	40	903
<i>Case 5</i>	4000	0,081	3,60	490	-9,5	40	870
<i>Case 6</i>	4500	0,084	3,61	490	-12,1	40	868
<i>Case 7</i>	5000	0,088	3,60	490	-14,0	45	859
<i>Case 8</i>	5500	0,089	3,61	490	-13,2	45	879
<i>Case 9</i>	6000	0,089	3,61	490	-13,1	45	887

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 11 - Case Set - Modelo de Validação Gasolina Carga C

CASE SET - MODELO DE VALIDAÇÃO GASOLINA CARGA C							
Case Set 3	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,904	20,0	11,9	0,489	25,0	13,16
<i>Case 2</i>	2500	0,904	21,0	13,6	0,475	25,0	13,17
<i>Case 3</i>	3000	0,903	19,0	15,0	0,481	23,0	13,19
<i>Case 4</i>	3500	0,904	19,0	16,4	0,456	24,0	13,14
<i>Case 5</i>	4000	0,905	21,0	17,8	0,413	26,0	13,14
<i>Case 6</i>	4500	0,906	21,0	18,9	0,398	26,0	13,12
<i>Case 7</i>	5000	0,907	20,0	20,4	0,416	25,0	13,14
<i>Case 8</i>	5500	0,907	22,0	21,6	0,435	29,0	13,16
<i>Case 9</i>	6000	0,907	22,0	26,9	0,580	29,0	12,60

Case Set 3	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,076	3,41	490	-7,8	35	717
<i>Case 2</i>	2500	0,076	3,36	490	-9,6	35	751
<i>Case 3</i>	3000	0,076	3,25	490	-10,9	40	781
<i>Case 4</i>	3500	0,076	3,36	490	-11,6	40	822
<i>Case 5</i>	4000	0,076	3,42	490	-10,6	40	851
<i>Case 6</i>	4500	0,076	3,42	490	-12,8	40	882
<i>Case 7</i>	5000	0,076	3,40	490	-10,3	40	903
<i>Case 8</i>	5500	0,076	3,43	490	-13,9	45	921
<i>Case 9</i>	6000	0,079	3,57	490	-14,9	45	918

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 12 - Case Set - Modelo EIVC Etanol Carga B

CASE SET - MODELO EIVC ETANOL CARGA B							
Case	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
Set 2	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
Case 1	2000	0,908	22,6	90,0	0,897	25,0	8,98
Case 2	2500	0,909	22,6	90,0	0,897	24,0	9,01
Case 3	3000	0,909	22,9	90,0	0,898	25,0	9,00
Case 4	3500	0,909	23,3	90,0	0,897	25,0	9,01
Case 5	4000	0,909	23,7	90,0	0,891	26,0	9,02
Case 6	4500	0,909	24,6	90,0	0,885	26,0	9,03
Case 7	5000	0,909	24,5	90,0	0,885	26,0	9,02
Case 8	5500	0,908	24,3	90,0	0,883	26,0	9,01
Case 9	6000	0,908	23,7	90,0	0,889	27,0	8,15

Case	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
Set 2	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
Case 1	2000	0,111	3,35	470	-4,5	35	762
Case 2	2500	0,111	3,38	470	-6,7	35	802
Case 3	3000	0,111	3,42	466	-12,9	40	830
Case 4	3500	0,111	3,42	472	-13,0	40	851
Case 5	4000	0,111	3,39	484	-14,9	40	868
Case 6	4500	0,111	3,41	490	-15,9	40	893
Case 7	5000	0,111	3,39	490	-11,2	45	916
Case 8	5500	0,111	3,56	490	-16,6	50	912
Case 9	6000	0,123	3,43	490	-26,6	50	900

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 13 - Case Set - Modelo EIVC Etanol Carga C

CASE SET - MODELO EIVC ETANOL CARGA C							
Case Set 3	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,908	22,4	90,0	0,897	25,0	8,91
<i>Case 2</i>	2500	0,909	22,4	90,0	0,897	25,0	8,97
<i>Case 3</i>	3000	0,909	22,6	90,0	0,898	25,0	8,96
<i>Case 4</i>	3500	0,909	22,8	90,0	0,897	26,0	8,97
<i>Case 5</i>	4000	0,909	23,0	90,0	0,891	26,0	9,01
<i>Case 6</i>	4500	0,909	23,5	90,0	0,885	27,0	9,01
<i>Case 7</i>	5000	0,909	23,6	90,0	0,885	27,0	8,98
<i>Case 8</i>	5500	0,909	23,7	90,0	0,883	27,0	8,98
<i>Case 9</i>	6000	0,908	23,3	90,0	0,889	27,0	9,00

Case Set 3	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,112	3,32	426	-4,6	35	661
<i>Case 2</i>	2500	0,111	3,30	432	-7,3	35	721
<i>Case 3</i>	3000	0,112	3,36	432	-5,5	35	748
<i>Case 4</i>	3500	0,111	3,34	444	-6,3	35	782
<i>Case 5</i>	4000	0,111	3,33	452	-7,7	35	819
<i>Case 6</i>	4500	0,111	3,35	460	-9,3	40	852
<i>Case 7</i>	5000	0,111	3,33	464	-11,2	40	865
<i>Case 8</i>	5500	0,111	3,39	468	-11,3	40	883
<i>Case 9</i>	6000	0,111	3,39	484	-19,9	45	907

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 14 - Case Set - Modelo EIVC Gasolina Carga B

CASE SET - MODELO EIVC GASOLINA CARGA B							
Case	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
Set 2	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,904	20,0	90,0	0,886	24,0	13,18
<i>Case 2</i>	2500	0,903	20,0	90,0	0,888	24,0	13,21
<i>Case 3</i>	3000	0,903	19,0	90,0	0,888	21,0	13,16
<i>Case 4</i>	3500	0,904	19,0	90,0	0,888	23,0	13,14
<i>Case 5</i>	4000	0,905	20,0	90,0	0,883	25,0	12,37
<i>Case 6</i>	4500	0,906	20,0	90,0	0,879	25,0	11,90
<i>Case 7</i>	5000	0,907	22,0	90,0	0,881	27,0	11,33
<i>Case 8</i>	5500	0,907	22,0	90,0	0,880	28,0	11,20
<i>Case 9</i>	6000	0,907	21,0	90,0	0,879	28,0	11,19

Case	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
Set 2	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,076	3,50	484	-3,5	35	841
<i>Case 2</i>	2500	0,076	3,48	482	-5,7	35	859
<i>Case 3</i>	3000	0,076	3,42	470	-8,8	35	876
<i>Case 4</i>	3500	0,076	3,52	478	-9,6	40	903
<i>Case 5</i>	4000	0,081	3,60	486	-9,5	40	870
<i>Case 6</i>	4500	0,084	3,61	490	-12,1	40	868
<i>Case 7</i>	5000	0,088	3,60	490	-14,0	45	859
<i>Case 8</i>	5500	0,089	3,61	490	-13,2	45	879
<i>Case 9</i>	6000	0,089	3,61	490	-13,1	45	887

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 15 - Case Set - Modelo EIVC Gasolina Carga C

CASE SET - MODELO EIVC GASOLINA CARGA C							
Case Set 3	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,904	20,0	90,0	0,886	25,0	13,16
<i>Case 2</i>	2500	0,904	21,0	90,0	0,888	25,0	13,17
<i>Case 3</i>	3000	0,903	19,0	90,0	0,889	23,0	13,19
<i>Case 4</i>	3500	0,904	19,0	90,0	0,888	24,0	13,14
<i>Case 5</i>	4000	0,905	21,0	90,0	0,883	26,0	13,14
<i>Case 6</i>	4500	0,906	21,0	90,0	0,879	26,0	13,12
<i>Case 7</i>	5000	0,907	20,0	90,0	0,881	25,0	13,14
<i>Case 8</i>	5500	0,907	22,0	90,0	0,880	29,0	13,16
<i>Case 9</i>	6000	0,907	22,0	90,0	0,879	29,0	12,60

Case Set 3	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,076	3,41	430	-7,8	35	717
<i>Case 2</i>	2500	0,076	3,36	434	-9,6	35	751
<i>Case 3</i>	3000	0,076	3,25	434	-10,9	40	781
<i>Case 4</i>	3500	0,076	3,36	444	-11,6	40	822
<i>Case 5</i>	4000	0,076	3,42	450	-10,6	40	851
<i>Case 6</i>	4500	0,076	3,42	456	-12,8	40	882
<i>Case 7</i>	5000	0,076	3,40	462	-10,3	40	903
<i>Case 8</i>	5500	0,076	3,43	462	-13,9	45	921
<i>Case 9</i>	6000	0,079	3,57	490	-14,9	45	918

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 16 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Etanol Carga A

CASE SET - MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 ETANOL CARGA A							
Case	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
Set 1	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,908	22,6	30,0	0,897	24,0	9,14
<i>Case 2</i>	2500	0,909	22,4	72,0	0,897	24,0	8,63
<i>Case 3</i>	3000	0,909	22,8	43,0	0,898	24,0	8,40
<i>Case 4</i>	3500	0,909	23,1	40,0	0,897	24,0	8,71
<i>Case 5</i>	4000	0,909	23,4	56,0	0,891	24,0	8,50
<i>Case 6</i>	4500	0,909	23,7	90,0	0,885	24,7	8,31
<i>Case 7</i>	5000	0,909	23,8	90,0	0,885	24,6	8,36
<i>Case 8</i>	5500	0,908	23,7	90,0	0,883	25,0	8,33
<i>Case 9</i>	6000	0,908	23,4	90,0	0,889	26,0	7,96

Case	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
Set 1	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,109	3,37	490	-8,3	40	745
<i>Case 2</i>	2500	0,116	3,41	490	-10,6	40	778
<i>Case 3</i>	3000	0,119	3,37	490	-18,2	45	779
<i>Case 4</i>	3500	0,115	3,37	490	-18,0	45	798
<i>Case 5</i>	4000	0,118	3,39	490	-23,4	45	833
<i>Case 6</i>	4500	0,120	3,37	490	-24,0	45	848
<i>Case 7</i>	5000	0,120	3,41	490	-19,9	50	874
<i>Case 8</i>	5500	0,120	3,42	490	-21,0	55	891
<i>Case 9</i>	6000	0,126	3,39	490	-26,7	55	895

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 17 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Etanol Carga B

CASE SET - MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 ETANOL CARGA B

Case Set 2	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,908	22,6	90,0	0,897	25,0	8,98
<i>Case 2</i>	2500	0,909	22,6	90,0	0,897	24,0	9,01
<i>Case 3</i>	3000	0,909	22,9	90,0	0,898	25,0	9,00
<i>Case 4</i>	3500	0,909	23,3	90,0	0,897	25,0	9,01
<i>Case 5</i>	4000	0,909	23,7	90,0	0,891	26,0	9,02
<i>Case 6</i>	4500	0,909	24,6	90,0	0,885	26,0	9,03
<i>Case 7</i>	5000	0,909	24,5	90,0	0,885	26,0	9,02
<i>Case 8</i>	5500	0,908	24,3	90,0	0,883	26,0	9,01
<i>Case 9</i>	6000	0,908	23,7	90,0	0,889	27,0	8,15

Case Set 2	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,111	3,35	468	-4,5	35	762
<i>Case 2</i>	2500	0,111	3,38	468	-6,7	35	802
<i>Case 3</i>	3000	0,111	3,42	466	-12,9	40	830
<i>Case 4</i>	3500	0,111	3,42	470	-13,0	40	851
<i>Case 5</i>	4000	0,111	3,39	482	-14,9	40	868
<i>Case 6</i>	4500	0,111	3,41	490	-15,9	40	893
<i>Case 7</i>	5000	0,111	3,39	490	-11,2	45	916
<i>Case 8</i>	5500	0,111	3,56	490	-16,6	50	912
<i>Case 9</i>	6000	0,123	3,43	490	-26,6	50	900

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 18 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Etanol Carga C

CASE SET - MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 ETANOL CARGA C							
Case	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
Set 3	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,908	22,4	90,0	0,897	25,0	8,91
<i>Case 2</i>	2500	0,909	22,4	90,0	0,897	25,0	8,97
<i>Case 3</i>	3000	0,909	22,6	90,0	0,898	25,0	8,96
<i>Case 4</i>	3500	0,909	22,8	90,0	0,897	26,0	8,97
<i>Case 5</i>	4000	0,909	23,0	90,0	0,891	26,0	9,01
<i>Case 6</i>	4500	0,909	23,5	90,0	0,885	27,0	9,01
<i>Case 7</i>	5000	0,909	23,6	90,0	0,885	27,0	8,98
<i>Case 8</i>	5500	0,909	23,7	90,0	0,883	27,0	8,98
<i>Case 9</i>	6000	0,908	23,3	90,0	0,889	27,0	9,00

Case	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
Set 3	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,112	3,32	426	-4,6	35	661
<i>Case 2</i>	2500	0,111	3,30	430	-7,3	35	721
<i>Case 3</i>	3000	0,112	3,36	430	-5,5	35	748
<i>Case 4</i>	3500	0,111	3,34	440	-6,3	35	782
<i>Case 5</i>	4000	0,111	3,33	448	-7,7	35	819
<i>Case 6</i>	4500	0,111	3,35	456	-9,3	40	852
<i>Case 7</i>	5000	0,111	3,33	462	-11,2	40	865
<i>Case 8</i>	5500	0,111	3,39	464	-11,3	40	883
<i>Case 9</i>	6000	0,111	3,39	478	-19,9	45	907

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 19 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Gasolina Carga A

CASE SET - MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 GASOLINA CARGA A

Case Set 1	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
Case 1	2000	0,911	19,0	90,0	0,893	24,0	12,43
Case 2	2500	0,911	19,0	90,0	0,895	24,0	12,41
Case 3	3000	0,911	20,0	90,0	0,896	22,8	12,14
Case 4	3500	0,911	20,0	90,0	0,895	22,8	12,44
Case 5	4000	0,911	20,0	90,0	0,889	23,0	11,63
Case 6	4500	0,911	21,0	90,0	0,884	24,0	11,04
Case 7	5000	0,911	21,0	90,0	0,885	24,0	10,80
Case 8	5500	0,911	21,0	90,0	0,884	25,0	10,31
Case 9	6000	0,911	21,0	90,0	0,883	27,0	10,15

Case Set 1	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
Case 1	2000	0,080	3,43	454	-3,1	35	766
Case 2	2500	0,081	3,43	454	-4,7	35	853
Case 3	3000	0,082	3,43	452	-8,9	35	817
Case 4	3500	0,080	3,43	460	-9,9	35	846
Case 5	4000	0,086	3,43	474	-8,7	40	862
Case 6	4500	0,091	3,43	488	-7,1	40	871
Case 7	5000	0,093	3,43	490	-7,0	45	871
Case 8	5500	0,097	3,43	490	-11,9	45	871
Case 9	6000	0,099	3,43	490	-11,2	45	856

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 20 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Gasolina Carga B

CASE SET - MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 GASOLINA CARGA B

Case	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
Set 2	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,904	20,0	90,0	0,886	24,0	13,18
<i>Case 2</i>	2500	0,903	20,0	90,0	0,888	24,0	13,21
<i>Case 3</i>	3000	0,903	19,0	90,0	0,888	21,0	13,16
<i>Case 4</i>	3500	0,904	19,0	90,0	0,888	23,0	13,14
<i>Case 5</i>	4000	0,905	20,0	90,0	0,883	25,0	12,37
<i>Case 6</i>	4500	0,906	20,0	90,0	0,879	25,0	11,90
<i>Case 7</i>	5000	0,907	22,0	90,0	0,881	27,0	11,33
<i>Case 8</i>	5500	0,907	22,0	90,0	0,880	28,0	11,20
<i>Case 9</i>	6000	0,907	21,0	90,0	0,879	28,0	11,19

Case	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
Set 2	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,076	3,50	454	-3,5	35	841
<i>Case 2</i>	2500	0,076	3,48	454	-5,7	35	859
<i>Case 3</i>	3000	0,076	3,42	452	-8,8	35	876
<i>Case 4</i>	3500	0,076	3,52	462	-9,6	40	903
<i>Case 5</i>	4000	0,081	3,60	472	-9,5	40	870
<i>Case 6</i>	4500	0,084	3,61	476	-12,1	40	868
<i>Case 7</i>	5000	0,088	3,60	482	-14,0	45	859
<i>Case 8</i>	5500	0,089	3,61	486	-13,2	45	879
<i>Case 9</i>	6000	0,089	3,61	490	-13,1	45	887

Fonte: Elaborado pelo autor

Quadro 21 - Case Set - Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5:1 Gasolina Carga C**CASE SET - MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 GASOLINA CARGA C**

Case Set 3	Engine_Speed	P_amb	T_amb	Throttle_angle	P_mainfold	T_mainfold	AF_ratio
	rpm	bar	degC	deg	bar	degC	[-]
<i>Case 1</i>	2000	0,904	20,0	90,0	0,886	25,0	13,16
<i>Case 2</i>	2500	0,904	21,0	90,0	0,888	25,0	13,17
<i>Case 3</i>	3000	0,903	19,0	90,0	0,889	23,0	13,19
<i>Case 4</i>	3500	0,904	19,0	90,0	0,888	24,0	13,14
<i>Case 5</i>	4000	0,905	21,0	90,0	0,883	26,0	13,14
<i>Case 6</i>	4500	0,906	21,0	90,0	0,879	26,0	13,12
<i>Case 7</i>	5000	0,907	20,0	90,0	0,881	25,0	13,14
<i>Case 8</i>	5500	0,907	22,0	90,0	0,880	29,0	13,16
<i>Case 9</i>	6000	0,907	22,0	90,0	0,879	29,0	12,60

Case Set 3	Engine_Speed	Fuel_vapour	Inj_rate	Inj_timing	Start_comb	Comb_dur	T_exh_open
	rpm	[-]	g/s	deg	deg	deg	degC
<i>Case 1</i>	2000	0,076	3,41	428	-7,8	35	717
<i>Case 2</i>	2500	0,076	3,36	432	-9,6	35	751
<i>Case 3</i>	3000	0,076	3,25	432	-10,9	40	781
<i>Case 4</i>	3500	0,076	3,36	440	-11,6	40	822
<i>Case 5</i>	4000	0,076	3,42	448	-10,6	40	851
<i>Case 6</i>	4500	0,076	3,42	452	-12,8	40	882
<i>Case 7</i>	5000	0,076	3,40	460	-10,3	40	903
<i>Case 8</i>	5500	0,076	3,43	460	-13,9	45	921
<i>Case 9</i>	6000	0,079	3,57	484	-14,9	45	918

Fonte: Elaborado pelo autor

APÊNDICE C - Diagramas de válvula

Figura 36 - Diagrama da válvula de escape

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
98	0	172	4,59464	246	7,91398	320	2,45401
100	0,00196	174	4,79387	248	7,87572	322	2,24885
102	0,00785	176	4,98819	250	7,83053	324	2,04969
104	0,01767	178	5,1774	252	7,77842	326	1,85766
106	0,03142	180	5,36136	254	7,7194	328	1,67391
108	0,04713	182	5,53992	256	7,65348	330	1,49947
110	0,06284	184	5,71297	258	7,58069	332	1,33503
112	0,07931	186	5,88037	260	7,50105	334	1,18094
114	0,10035	188	6,04201	262	7,41461	336	1,03737
116	0,13012	190	6,1978	264	7,3214	338	0,90444
118	0,1704	192	6,34765	266	7,22149	340	0,78222
120	0,22144	194	6,49147	268	7,11493	342	0,67072
122	0,28331	196	6,62917	270	7,0018	344	0,56993
124	0,35603	198	6,76066	272	6,88215	346	0,47985
126	0,43961	200	6,88588	274	6,75606	348	0,40048
128	0,53406	202	7,00475	276	6,62361	350	0,33182
130	0,63938	204	7,11721	278	6,48491	352	0,27385
132	0,75555	206	7,22316	280	6,34005	354	0,22656
134	0,88251	208	7,32259	282	6,18914	356	0,18993
136	1,02014	210	7,41539	284	6,03229	358	0,16392
138	1,16824	212	7,50152	286	5,86963	360	0,14744
140	1,32656	214	7,58092	288	5,70126	362	0,13611
142	1,49474	216	7,65354	290	5,52732	364	0,12564
144	1,67235	218	7,71936	292	5,34794	366	0,11517
146	1,85874	220	7,77833	294	5,16331	368	0,1047
148	2,05302	222	7,83043	296	4,97358	370	0,09423
150	2,25411	224	7,87564	298	4,77898	372	0,08376
152	2,46085	226	7,91392	300	4,57975	374	0,07329
154	2,67209	228	7,94527	302	4,37616	376	0,06282
156	2,88668	230	7,96965	304	4,16858	378	0,05235
158	3,10347	232	7,98707	306	3,9575	380	0,04188
160	3,32134	234	7,99752	308	3,74359	382	0,03141
162	3,53921	236	8,00101	310	3,52762	384	0,02094
164	3,75604	238	7,99752	312	3,31054	386	0,01178
166	3,97081	240	7,98708	314	3,09346	388	0,00523
168	4,18262	242	7,96967	316	2,87754	390	0,00131
170	4,39076	244	7,9453	318	2,66398	392	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 37 - Diagrama da válvula de admissão original

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	404	4,89992	476	8,44923	548	2,45682
334	0,00262	406	5,11911	478	8,40475	550	2,23671
336	0,01047	408	5,33273	480	8,3522	552	2,02583
338	0,02356	410	5,54055	482	8,29161	554	1,82507
340	0,03927	412	5,74243	484	8,22301	556	1,63491
342	0,05497	414	5,93821	486	8,14644	558	1,45569
344	0,07155	416	6,12776	488	8,06193	560	1,28762
346	0,09328	418	6,31094	490	7,96954	562	1,1308
348	0,12468	420	6,48766	492	7,86932	564	0,98529
350	0,1673	422	6,65778	494	7,76135	566	0,85114
352	0,22122	424	6,82122	496	7,64568	568	0,72841
354	0,2864	426	6,97784	498	7,52241	570	0,61713
356	0,36279	428	7,12756	500	7,3916	572	0,51733
358	0,45035	430	7,27027	502	7,25333	574	0,42905
360	0,54901	432	7,40588	504	7,10769	576	0,35233
362	0,65872	434	7,53429	506	6,95476	578	0,28719
364	0,7794	436	7,65542	508	6,79466	580	0,23365
366	0,91098	438	7,76918	510	6,62749	582	0,19172
368	1,05336	440	7,87549	512	6,45337	584	0,16122
370	1,20642	442	7,97428	514	6,27245	586	0,14115
372	1,36998	444	8,06547	516	6,08487	588	0,12812
374	1,54381	446	8,149	518	5,89076	590	0,11517
376	1,72762	448	8,22479	520	5,6903	592	0,1047
378	1,92109	450	8,29278	522	5,48362	594	0,09423
380	2,12384	452	8,35291	524	5,27092	596	0,08376
382	2,33538	454	8,40514	526	5,05239	598	0,07329
384	2,55507	456	8,44942	528	4,82827	600	0,06282
386	2,78196	458	8,4857	530	4,5989	602	0,05235
388	3,01483	460	8,51396	532	4,3647	604	0,04188
390	3,25215	462	8,53416	534	4,12639	606	0,03141
392	3,49223	464	8,5463	536	3,88509	608	0,0212
394	3,73333	466	8,55035	538	3,64216	610	0,01283
396	3,97371	468	8,54632	540	3,39909	612	0,00654
398	4,21163	470	8,53418	542	3,15742	614	0,00236
400	4,44579	472	8,51396	544	2,91876	616	0,00026
402	4,67537	474	8,48563	546	2,68469	618	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 38 - Diagrama da válvula de admissão 14 DPPI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	400	4,44579	468	8,54632	536	3,88509
334	0,00262	402	4,67537	470	8,53418	538	3,64216
336	0,01047	404	4,89992	472	8,51396	540	3,39909
338	0,02356	406	5,11911	474	8,48563	542	3,15742
340	0,03927	408	5,33273	476	8,44923	544	2,91876
342	0,05497	410	5,54055	478	8,40475	546	0,98529
344	0,07155	412	5,74243	480	8,3522	548	0,85114
346	0,09328	414	5,93821	482	8,29161	550	0,72841
348	0,12468	416	6,12776	484	8,22301	552	0,61713
350	0,1673	418	6,31094	486	8,14644	554	0,51733
352	0,22122	420	6,48766	488	8,06193	556	0,42905
354	0,2864	422	6,65778	490	7,96954	558	0,35233
356	0,36279	424	6,82122	492	7,86932	560	0,28719
358	0,45035	426	6,97784	494	7,76135	562	0,23365
360	0,54901	428	7,12756	496	7,64568	564	0,19172
362	0,65872	430	7,27027	498	7,52241	566	0,16122
364	0,7794	432	7,40588	500	7,3916	568	0,14115
366	0,91098	434	7,53429	502	7,25333	570	0,12812
368	1,05336	436	7,65542	504	7,10769	572	0,11517
370	1,20642	438	7,76918	506	6,95476	574	0,1047
372	1,36998	440	7,87549	508	6,79466	576	0,09423
374	1,54381	442	7,97428	510	6,62749	578	0,08376
376	1,72762	444	8,06547	512	6,45337	580	0,07329
378	1,92109	446	8,149	514	6,27245	582	0,06282
380	2,12384	448	8,22479	516	6,08487	584	0,05235
382	2,33538	450	8,29278	518	5,89076	586	0,04188
384	2,55507	452	8,35291	520	5,6903	588	0,03141
386	2,78196	454	8,40514	522	5,48362	590	0,0212
388	3,01483	456	8,44942	524	5,27092	592	0,01283
390	3,25215	458	8,4857	526	5,05239	594	0,00654
392	3,49223	460	8,51396	528	4,82827	596	0,00236
394	3,73333	462	8,53416	530	4,5989	598	0,00026
396	3,97371	464	8,5463	532	4,3647	600	0
398	4,21163	466	8,55035	534	4,12639		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 39 - Diagrama da válvula de admissão 6 DPMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	398	4,21163	464	8,5463	530	4,5989
334	0,00262	400	4,44579	466	8,55035	532	4,3647
336	0,01047	402	4,67537	468	8,54632	534	4,12639
338	0,02356	404	4,89992	470	8,53418	536	3,88509
340	0,03927	406	5,11911	472	8,51396	538	0,98529
342	0,05497	408	5,33273	474	8,48563	540	0,85114
344	0,07155	410	5,54055	476	8,44923	542	0,72841
346	0,09328	412	5,74243	478	8,40475	544	0,61713
348	0,12468	414	5,93821	480	8,3522	546	0,51733
350	0,1673	416	6,12776	482	8,29161	548	0,42905
352	0,22122	418	6,31094	484	8,22301	550	0,35233
354	0,2864	420	6,48766	486	8,14644	552	0,28719
356	0,36279	422	6,65778	488	8,06193	554	0,23365
358	0,45035	424	6,82122	490	7,96954	556	0,19172
360	0,54901	426	6,97784	492	7,86932	558	0,16122
362	0,65872	428	7,12756	494	7,76135	560	0,14115
364	0,7794	430	7,27027	496	7,64568	562	0,12812
366	0,91098	432	7,40588	498	7,52241	564	0,11517
368	1,05336	434	7,53429	500	7,3916	566	0,1047
370	1,20642	436	7,65542	502	7,25333	568	0,09423
372	1,36998	438	7,76918	504	7,10769	570	0,08376
374	1,54381	440	7,87549	506	6,95476	572	0,07329
376	1,72762	442	7,97428	508	6,79466	574	0,06282
378	1,92109	444	8,06547	510	6,62749	576	0,05235
380	2,12384	446	8,149	512	6,45337	578	0,04188
382	2,33538	448	8,22479	514	6,27245	580	0,03141
384	2,55507	450	8,29278	516	6,08487	582	0,0212
386	2,78196	452	8,35291	518	5,89076	584	0,01283
388	3,01483	454	8,40514	520	5,6903	586	0,00654
390	3,25215	456	8,44942	522	5,48362	588	0,00236
392	3,49223	458	8,4857	524	5,27092	590	0,00026
394	3,73333	460	8,51396	526	5,05239	592	0
396	3,97371	462	8,53416	528	4,82827		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 40 - Diagrama da válvula de admissão 8 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	394	3,73333	456	8,44942	518	5,89076
334	0,00262	396	3,97371	458	8,4857	520	5,6903
336	0,01047	398	4,21163	460	8,51396	522	5,48362
338	0,02356	400	4,44579	462	8,53416	524	0,98529
340	0,03927	402	4,67537	464	8,5463	526	0,85114
342	0,05497	404	4,89992	466	8,55035	528	0,72841
344	0,07155	406	5,11911	468	8,54632	530	0,61713
346	0,09328	408	5,33273	470	8,53418	532	0,51733
348	0,12468	410	5,54055	472	8,51396	534	0,42905
350	0,1673	412	5,74243	474	8,48563	536	0,35233
352	0,22122	414	5,93821	476	8,44923	538	0,28719
354	0,2864	416	6,12776	478	8,40475	540	0,23365
356	0,36279	418	6,31094	480	8,3522	542	0,19172
358	0,45035	420	6,48766	482	8,29161	544	0,16122
360	0,54901	422	6,65778	484	8,22301	546	0,14115
362	0,65872	424	6,82122	486	8,14644	548	0,12812
364	0,7794	426	6,97784	488	8,06193	550	0,11517
366	0,91098	428	7,12756	490	7,96954	552	0,1047
368	1,05336	430	7,27027	492	7,86932	554	0,09423
370	1,20642	432	7,40588	494	7,76135	556	0,08376
372	1,36998	434	7,53429	496	7,64568	558	0,07329
374	1,54381	436	7,65542	498	7,52241	560	0,06282
376	1,72762	438	7,76918	500	7,3916	562	0,05235
378	1,92109	440	7,87549	502	7,25333	564	0,04188
380	2,12384	442	7,97428	504	7,10769	566	0,03141
382	2,33538	444	8,06547	506	6,95476	568	0,0212
384	2,55507	446	8,149	508	6,79466	570	0,01283
386	2,78196	448	8,22479	510	6,62749	572	0,00654
388	3,01483	450	8,29278	512	6,45337	574	0,00236
390	3,25215	452	8,35291	514	6,27245	576	0,00026
392	3,49223	454	8,40514	516	6,08487	578	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 41 - Diagrama da válvula de admissão 10 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	394	3,73333	456	8,44942	518	5,89076
334	0,00262	396	3,97371	458	8,4857	520	5,6903
336	0,01047	398	4,21163	460	8,51396	522	0,98529
338	0,02356	400	4,44579	462	8,53416	524	0,85114
340	0,03927	402	4,67537	464	8,5463	526	0,72841
342	0,05497	404	4,89992	466	8,55035	528	0,61713
344	0,07155	406	5,11911	468	8,54632	530	0,51733
346	0,09328	408	5,33273	470	8,53418	532	0,42905
348	0,12468	410	5,54055	472	8,51396	534	0,35233
350	0,1673	412	5,74243	474	8,48563	536	0,28719
352	0,22122	414	5,93821	476	8,44923	538	0,23365
354	0,2864	416	6,12776	478	8,40475	540	0,19172
356	0,36279	418	6,31094	480	8,3522	542	0,16122
358	0,45035	420	6,48766	482	8,29161	544	0,14115
360	0,54901	422	6,65778	484	8,22301	546	0,12812
362	0,65872	424	6,82122	486	8,14644	548	0,11517
364	0,7794	426	6,97784	488	8,06193	550	0,1047
366	0,91098	428	7,12756	490	7,96954	552	0,09423
368	1,05336	430	7,27027	492	7,86932	554	0,08376
370	1,20642	432	7,40588	494	7,76135	556	0,07329
372	1,36998	434	7,53429	496	7,64568	558	0,06282
374	1,54381	436	7,65542	498	7,52241	560	0,05235
376	1,72762	438	7,76918	500	7,3916	562	0,04188
378	1,92109	440	7,87549	502	7,25333	564	0,03141
380	2,12384	442	7,97428	504	7,10769	566	0,0212
382	2,33538	444	8,06547	506	6,95476	568	0,01283
384	2,55507	446	8,149	508	6,79466	570	0,00654
386	2,78196	448	8,22479	510	6,62749	572	0,00236
388	3,01483	450	8,29278	512	6,45337	574	0,00026
390	3,25215	452	8,35291	514	6,27245	576	0
392	3,49223	454	8,40514	516	6,08487		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 42 - Diagrama da válvula de admissão 12 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	394	3,73333	456	8,44942	518	5,89076
334	0,00262	396	3,97371	458	8,4857	520	0,98529
336	0,01047	398	4,21163	460	8,51396	522	0,85114
338	0,02356	400	4,44579	462	8,53416	524	0,72841
340	0,03927	402	4,67537	464	8,5463	526	0,61713
342	0,05497	404	4,89992	466	8,55035	528	0,51733
344	0,07155	406	5,11911	468	8,54632	530	0,42905
346	0,09328	408	5,33273	470	8,53418	532	0,35233
348	0,12468	410	5,54055	472	8,51396	534	0,28719
350	0,1673	412	5,74243	474	8,48563	536	0,23365
352	0,22122	414	5,93821	476	8,44923	538	0,19172
354	0,2864	416	6,12776	478	8,40475	540	0,16122
356	0,36279	418	6,31094	480	8,3522	542	0,14115
358	0,45035	420	6,48766	482	8,29161	544	0,12812
360	0,54901	422	6,65778	484	8,22301	546	0,11517
362	0,65872	424	6,82122	486	8,14644	548	0,1047
364	0,7794	426	6,97784	488	8,06193	550	0,09423
366	0,91098	428	7,12756	490	7,96954	552	0,08376
368	1,05336	430	7,27027	492	7,86932	554	0,07329
370	1,20642	432	7,40588	494	7,76135	556	0,06282
372	1,36998	434	7,53429	496	7,64568	558	0,05235
374	1,54381	436	7,65542	498	7,52241	560	0,04188
376	1,72762	438	7,76918	500	7,3916	562	0,03141
378	1,92109	440	7,87549	502	7,25333	564	0,0212
380	2,12384	442	7,97428	504	7,10769	566	0,01283
382	2,33538	444	8,06547	506	6,95476	568	0,00654
384	2,55507	446	8,149	508	6,79466	570	0,00236
386	2,78196	448	8,22479	510	6,62749	572	0,00026
388	3,01483	450	8,29278	512	6,45337	574	0
390	3,25215	452	8,35291	514	6,27245		
392	3,49223	454	8,40514	516	6,08487		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 43 - Diagrama da válvula de admissão 14 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	394	3,73333	456	8,44942	518	0,98529
334	0,00262	396	3,97371	458	8,4857	520	0,85114
336	0,01047	398	4,21163	460	8,51396	522	0,72841
338	0,02356	400	4,44579	462	8,53416	524	0,61713
340	0,03927	402	4,67537	464	8,5463	526	0,51733
342	0,05497	404	4,89992	466	8,55035	528	0,42905
344	0,07155	406	5,11911	468	8,54632	530	0,35233
346	0,09328	408	5,33273	470	8,53418	532	0,28719
348	0,12468	410	5,54055	472	8,51396	534	0,23365
350	0,1673	412	5,74243	474	8,48563	536	0,19172
352	0,22122	414	5,93821	476	8,44923	538	0,16122
354	0,2864	416	6,12776	478	8,40475	540	0,14115
356	0,36279	418	6,31094	480	8,3522	542	0,12812
358	0,45035	420	6,48766	482	8,29161	544	0,11517
360	0,54901	422	6,65778	484	8,22301	546	0,1047
362	0,65872	424	6,82122	486	8,14644	548	0,09423
364	0,7794	426	6,97784	488	8,06193	550	0,08376
366	0,91098	428	7,12756	490	7,96954	552	0,07329
368	1,05336	430	7,27027	492	7,86932	554	0,06282
370	1,20642	432	7,40588	494	7,76135	556	0,05235
372	1,36998	434	7,53429	496	7,64568	558	0,04188
374	1,54381	436	7,65542	498	7,52241	560	0,03141
376	1,72762	438	7,76918	500	7,3916	562	0,0212
378	1,92109	440	7,87549	502	7,25333	564	0,01283
380	2,12384	442	7,97428	504	7,10769	566	0,00654
382	2,33538	444	8,06547	506	6,95476	568	0,00236
384	2,55507	446	8,149	508	6,79466	570	0,00026
386	2,78196	448	8,22479	510	6,62749	572	0
388	3,01483	450	8,29278	512	6,45337		
390	3,25215	452	8,35291	514	6,27245		
392	3,49223	454	8,40514	516	6,08487		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 44 - Diagrama da válvula de admissão 18 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	392	3,49223	452	8,35291	512	6,45337
334	0,00262	394	3,73333	454	8,40514	514	0,98529
336	0,01047	396	3,97371	456	8,44942	516	0,85114
338	0,02356	398	4,21163	458	8,4857	518	0,72841
340	0,03927	400	4,44579	460	8,51396	520	0,61713
342	0,05497	402	4,67537	462	8,53416	522	0,51733
344	0,07155	404	4,89992	464	8,5463	524	0,42905
346	0,09328	406	5,11911	466	8,55035	526	0,35233
348	0,12468	408	5,33273	468	8,54632	528	0,28719
350	0,1673	410	5,54055	470	8,53418	530	0,23365
352	0,22122	412	5,74243	472	8,51396	532	0,19172
354	0,2864	414	5,93821	474	8,48563	534	0,16122
356	0,36279	416	6,12776	476	8,44923	536	0,14115
358	0,45035	418	6,31094	478	8,40475	538	0,12812
360	0,54901	420	6,48766	480	8,3522	540	0,11517
362	0,65872	422	6,65778	482	8,29161	542	0,1047
364	0,7794	424	6,82122	484	8,22301	544	0,09423
366	0,91098	426	6,97784	486	8,14644	546	0,08376
368	1,05336	428	7,12756	488	8,06193	548	0,07329
370	1,20642	430	7,27027	490	7,96954	550	0,06282
372	1,36998	432	7,40588	492	7,86932	552	0,05235
374	1,54381	434	7,53429	494	7,76135	554	0,04188
376	1,72762	436	7,65542	496	7,64568	556	0,03141
378	1,92109	438	7,76918	498	7,52241	558	0,0212
380	2,12384	440	7,87549	500	7,3916	560	0,01283
382	2,33538	442	7,97428	502	7,25333	562	0,00654
384	2,55507	444	8,06547	504	7,10769	564	0,00236
386	2,78196	446	8,149	506	6,95476	566	0,00026
388	3,01483	448	8,22479	508	6,79466	568	0
390	3,25215	450	8,29278	510	6,62749		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 45 - Diagrama da válvula de admissão 20 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	392	3,49223	452	8,35291	512	0,98529
334	0,00262	394	3,73333	454	8,40514	514	0,85114
336	0,01047	396	3,97371	456	8,44942	516	0,72841
338	0,02356	398	4,21163	458	8,4857	518	0,61713
340	0,03927	400	4,44579	460	8,51396	520	0,51733
342	0,05497	402	4,67537	462	8,53416	522	0,42905
344	0,07155	404	4,89992	464	8,5463	524	0,35233
346	0,09328	406	5,11911	466	8,55035	526	0,28719
348	0,12468	408	5,33273	468	8,54632	528	0,23365
350	0,1673	410	5,54055	470	8,53418	530	0,19172
352	0,22122	412	5,74243	472	8,51396	532	0,16122
354	0,2864	414	5,93821	474	8,48563	534	0,14115
356	0,36279	416	6,12776	476	8,44923	536	0,12812
358	0,45035	418	6,31094	478	8,40475	538	0,11517
360	0,54901	420	6,48766	480	8,3522	540	0,1047
362	0,65872	422	6,65778	482	8,29161	542	0,09423
364	0,7794	424	6,82122	484	8,22301	544	0,08376
366	0,91098	426	6,97784	486	8,14644	546	0,07329
368	1,05336	428	7,12756	488	8,06193	548	0,06282
370	1,20642	430	7,27027	490	7,96954	550	0,05235
372	1,36998	432	7,40588	492	7,86932	552	0,04188
374	1,54381	434	7,53429	494	7,76135	554	0,03141
376	1,72762	436	7,65542	496	7,64568	556	0,0212
378	1,92109	438	7,76918	498	7,52241	558	0,01283
380	2,12384	440	7,87549	500	7,3916	560	0,00654
382	2,33538	442	7,97428	502	7,25333	562	0,00236
384	2,55507	444	8,06547	504	7,10769	564	0,00026
386	2,78196	446	8,149	506	6,95476	566	0
388	3,01483	448	8,22479	508	6,79466		
390	3,25215	450	8,29278	510	6,62749		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 46 - Diagrama da válvula de admissão 24 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	390	3,25215	448	8,22479	506	6,95476
334	0,00262	392	3,49223	450	8,29278	508	0,98529
336	0,01047	394	3,73333	452	8,35291	510	0,85114
338	0,02356	396	3,97371	454	8,40514	512	0,72841
340	0,03927	398	4,21163	456	8,44942	514	0,61713
342	0,05497	400	4,44579	458	8,4857	516	0,51733
344	0,07155	402	4,67537	460	8,51396	518	0,42905
346	0,09328	404	4,89992	462	8,53416	520	0,35233
348	0,12468	406	5,11911	464	8,5463	522	0,28719
350	0,1673	408	5,33273	466	8,55035	524	0,23365
352	0,22122	410	5,54055	468	8,54632	526	0,19172
354	0,2864	412	5,74243	470	8,53418	528	0,16122
356	0,36279	414	5,93821	472	8,51396	530	0,14115
358	0,45035	416	6,12776	474	8,48563	532	0,12812
360	0,54901	418	6,31094	476	8,44923	534	0,11517
362	0,65872	420	6,48766	478	8,40475	536	0,1047
364	0,7794	422	6,65778	480	8,3522	538	0,09423
366	0,91098	424	6,82122	482	8,29161	540	0,08376
368	1,05336	426	6,97784	484	8,22301	542	0,07329
370	1,20642	428	7,12756	486	8,14644	544	0,06282
372	1,36998	430	7,27027	488	8,06193	546	0,05235
374	1,54381	432	7,40588	490	7,96954	548	0,04188
376	1,72762	434	7,53429	492	7,86932	550	0,03141
378	1,92109	436	7,65542	494	7,76135	552	0,0212
380	2,12384	438	7,76918	496	7,64568	554	0,01283
382	2,33538	440	7,87549	498	7,52241	556	0,00654
384	2,55507	442	7,97428	500	7,3916	558	0,00236
386	2,78196	444	8,06547	502	7,25333	560	0,00026
388	3,01483	446	8,149	504	7,10769	562	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 47 - Diagrama da válvula de admissão 26 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	390	3,25215	448	8,22479	506	0,98529
334	0,00262	392	3,49223	450	8,29278	508	0,85114
336	0,01047	394	3,73333	452	8,35291	510	0,72841
338	0,02356	396	3,97371	454	8,40514	512	0,61713
340	0,03927	398	4,21163	456	8,44942	514	0,51733
342	0,05497	400	4,44579	458	8,4857	516	0,42905
344	0,07155	402	4,67537	460	8,51396	518	0,35233
346	0,09328	404	4,89992	462	8,53416	520	0,28719
348	0,12468	406	5,11911	464	8,5463	522	0,23365
350	0,1673	408	5,33273	466	8,55035	524	0,19172
352	0,22122	410	5,54055	468	8,54632	526	0,16122
354	0,2864	412	5,74243	470	8,53418	528	0,14115
356	0,36279	414	5,93821	472	8,51396	530	0,12812
358	0,45035	416	6,12776	474	8,48563	532	0,11517
360	0,54901	418	6,31094	476	8,44923	534	0,1047
362	0,65872	420	6,48766	478	8,40475	536	0,09423
364	0,7794	422	6,65778	480	8,3522	538	0,08376
366	0,91098	424	6,82122	482	8,29161	540	0,07329
368	1,05336	426	6,97784	484	8,22301	542	0,06282
370	1,20642	428	7,12756	486	8,14644	544	0,05235
372	1,36998	430	7,27027	488	8,06193	546	0,04188
374	1,54381	432	7,40588	490	7,96954	548	0,03141
376	1,72762	434	7,53429	492	7,86932	550	0,0212
378	1,92109	436	7,65542	494	7,76135	552	0,01283
380	2,12384	438	7,76918	496	7,64568	554	0,00654
382	2,33538	440	7,87549	498	7,52241	556	0,00236
384	2,55507	442	7,97428	500	7,3916	558	0,00026
386	2,78196	444	8,06547	502	7,25333	560	0
388	3,01483	446	8,149	504	7,10769		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 48 - Diagrama da válvula de admissão 28 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	390	3,25215	448	8,22479	506	0,85114
334	0,00262	392	3,49223	450	8,29278	508	0,72841
336	0,01047	394	3,73333	452	8,35291	510	0,61713
338	0,02356	396	3,97371	454	8,40514	512	0,51733
340	0,03927	398	4,21163	456	8,44942	514	0,42905
342	0,05497	400	4,44579	458	8,4857	516	0,35233
344	0,07155	402	4,67537	460	8,51396	518	0,28719
346	0,09328	404	4,89992	462	8,53416	520	0,23365
348	0,12468	406	5,11911	464	8,5463	522	0,19172
350	0,1673	408	5,33273	466	8,55035	524	0,16122
352	0,22122	410	5,54055	468	8,54632	526	0,14115
354	0,2864	412	5,74243	470	8,53418	528	0,12812
356	0,36279	414	5,93821	472	8,51396	530	0,11517
358	0,45035	416	6,12776	474	8,48563	532	0,1047
360	0,54901	418	6,31094	476	8,44923	534	0,09423
362	0,65872	420	6,48766	478	8,40475	536	0,08376
364	0,7794	422	6,65778	480	8,3522	538	0,07329
366	0,91098	424	6,82122	482	8,29161	540	0,06282
368	1,05336	426	6,97784	484	8,22301	542	0,05235
370	1,20642	428	7,12756	486	8,14644	544	0,04188
372	1,36998	430	7,27027	488	8,06193	546	0,03141
374	1,54381	432	7,40588	490	7,96954	548	0,0212
376	1,72762	434	7,53429	492	7,86932	550	0,01283
378	1,92109	436	7,65542	494	7,76135	552	0,00654
380	2,12384	438	7,76918	496	7,64568	554	0,00236
382	2,33538	440	7,87549	498	7,52241	556	0,00026
384	2,55507	442	7,97428	500	7,3916	558	0
386	2,78196	444	8,06547	502	7,25333		
388	3,01483	446	8,149	504	0,98529		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 49 - Diagrama da válvula de admissão 30 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	390	3,25215	448	8,22479	506	0,72841
334	0,00262	392	3,49223	450	8,29278	508	0,61713
336	0,01047	394	3,73333	452	8,35291	510	0,51733
338	0,02356	396	3,97371	454	8,40514	512	0,42905
340	0,03927	398	4,21163	456	8,44942	514	0,35233
342	0,05497	400	4,44579	458	8,4857	516	0,28719
344	0,07155	402	4,67537	460	8,51396	518	0,23365
346	0,09328	404	4,89992	462	8,53416	520	0,19172
348	0,12468	406	5,11911	464	8,5463	522	0,16122
350	0,1673	408	5,33273	466	8,55035	524	0,14115
352	0,22122	410	5,54055	468	8,54632	526	0,12812
354	0,2864	412	5,74243	470	8,53418	528	0,11517
356	0,36279	414	5,93821	472	8,51396	530	0,1047
358	0,45035	416	6,12776	474	8,48563	532	0,09423
360	0,54901	418	6,31094	476	8,44923	534	0,08376
362	0,65872	420	6,48766	478	8,40475	536	0,07329
364	0,7794	422	6,65778	480	8,3522	538	0,06282
366	0,91098	424	6,82122	482	8,29161	540	0,05235
368	1,05336	426	6,97784	484	8,22301	542	0,04188
370	1,20642	428	7,12756	486	8,14644	544	0,03141
372	1,36998	430	7,27027	488	8,06193	546	0,0212
374	1,54381	432	7,40588	490	7,96954	548	0,01283
376	1,72762	434	7,53429	492	7,86932	550	0,00654
378	1,92109	436	7,65542	494	7,76135	552	0,00236
380	2,12384	438	7,76918	496	7,64568	554	0,00026
382	2,33538	440	7,87549	498	7,52241	556	0
384	2,55507	442	7,97428	500	7,3916		
386	2,78196	444	8,06547	502	0,98529		
388	3,01483	446	8,149	504	0,85114		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 50 - Diagrama da válvula de admissão 32 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	388	3,01483	444	8,06547	500	0,98529
334	0,00262	390	3,25215	446	8,149	502	0,85114
336	0,01047	392	3,49223	448	8,22479	504	0,72841
338	0,02356	394	3,73333	450	8,29278	506	0,61713
340	0,03927	396	3,97371	452	8,35291	508	0,51733
342	0,05497	398	4,21163	454	8,40514	510	0,42905
344	0,07155	400	4,44579	456	8,44942	512	0,35233
346	0,09328	402	4,67537	458	8,4857	514	0,28719
348	0,12468	404	4,89992	460	8,51396	516	0,23365
350	0,1673	406	5,11911	462	8,53416	518	0,19172
352	0,22122	408	5,33273	464	8,5463	520	0,16122
354	0,2864	410	5,54055	466	8,55035	522	0,14115
356	0,36279	412	5,74243	468	8,54632	524	0,12812
358	0,45035	414	5,93821	470	8,53418	526	0,11517
360	0,54901	416	6,12776	472	8,51396	528	0,1047
362	0,65872	418	6,31094	474	8,48563	530	0,09423
364	0,7794	420	6,48766	476	8,44923	532	0,08376
366	0,91098	422	6,65778	478	8,40475	534	0,07329
368	1,05336	424	6,82122	480	8,3522	536	0,06282
370	1,20642	426	6,97784	482	8,29161	538	0,05235
372	1,36998	428	7,12756	484	8,22301	540	0,04188
374	1,54381	430	7,27027	486	8,14644	542	0,03141
376	1,72762	432	7,40588	488	8,06193	544	0,0212
378	1,92109	434	7,53429	490	7,96954	546	0,01283
380	2,12384	436	7,65542	492	7,86932	548	0,00654
382	2,33538	438	7,76918	494	7,76135	550	0,00236
384	2,55507	440	7,87549	496	7,64568	552	0,00026
386	2,78196	442	7,97428	498	7,52241	554	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 51 - Diagrama da válvula de admissão 34 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	388	3,01483	444	8,06547	500	0,85114
334	0,00262	390	3,25215	446	8,149	502	0,72841
336	0,01047	392	3,49223	448	8,22479	504	0,61713
338	0,02356	394	3,73333	450	8,29278	506	0,51733
340	0,03927	396	3,97371	452	8,35291	508	0,42905
342	0,05497	398	4,21163	454	8,40514	510	0,35233
344	0,07155	400	4,44579	456	8,44942	512	0,28719
346	0,09328	402	4,67537	458	8,4857	514	0,23365
348	0,12468	404	4,89992	460	8,51396	516	0,19172
350	0,1673	406	5,11911	462	8,53416	518	0,16122
352	0,22122	408	5,33273	464	8,5463	520	0,14115
354	0,2864	410	5,54055	466	8,55035	522	0,12812
356	0,36279	412	5,74243	468	8,54632	524	0,11517
358	0,45035	414	5,93821	470	8,53418	526	0,1047
360	0,54901	416	6,12776	472	8,51396	528	0,09423
362	0,65872	418	6,31094	474	8,48563	530	0,08376
364	0,7794	420	6,48766	476	8,44923	532	0,07329
366	0,91098	422	6,65778	478	8,40475	534	0,06282
368	1,05336	424	6,82122	480	8,3522	536	0,05235
370	1,20642	426	6,97784	482	8,29161	538	0,04188
372	1,36998	428	7,12756	484	8,22301	540	0,03141
374	1,54381	430	7,27027	486	8,14644	542	0,0212
376	1,72762	432	7,40588	488	8,06193	544	0,01283
378	1,92109	434	7,53429	490	7,96954	546	0,00654
380	2,12384	436	7,65542	492	7,86932	548	0,00236
382	2,33538	438	7,76918	494	7,76135	550	0,00026
384	2,55507	440	7,87549	496	7,64568	552	0
386	2,78196	442	7,97428	498	0,98529		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 52 - Diagrama da válvula de admissão 36 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	388	3,01483	444	8,06547	500	0,72841
334	0,00262	390	3,25215	446	8,149	502	0,61713
336	0,01047	392	3,49223	448	8,22479	504	0,51733
338	0,02356	394	3,73333	450	8,29278	506	0,42905
340	0,03927	396	3,97371	452	8,35291	508	0,35233
342	0,05497	398	4,21163	454	8,40514	510	0,28719
344	0,07155	400	4,44579	456	8,44942	512	0,23365
346	0,09328	402	4,67537	458	8,4857	514	0,19172
348	0,12468	404	4,89992	460	8,51396	516	0,16122
350	0,1673	406	5,11911	462	8,53416	518	0,14115
352	0,22122	408	5,33273	464	8,5463	520	0,12812
354	0,2864	410	5,54055	466	8,55035	522	0,11517
356	0,36279	412	5,74243	468	8,54632	524	0,1047
358	0,45035	414	5,93821	470	8,53418	526	0,09423
360	0,54901	416	6,12776	472	8,51396	528	0,08376
362	0,65872	418	6,31094	474	8,48563	530	0,07329
364	0,7794	420	6,48766	476	8,44923	532	0,06282
366	0,91098	422	6,65778	478	8,40475	534	0,05235
368	1,05336	424	6,82122	480	8,3522	536	0,04188
370	1,20642	426	6,97784	482	8,29161	538	0,03141
372	1,36998	428	7,12756	484	8,22301	540	0,0212
374	1,54381	430	7,27027	486	8,14644	542	0,01283
376	1,72762	432	7,40588	488	8,06193	544	0,00654
378	1,92109	434	7,53429	490	7,96954	546	0,00236
380	2,12384	436	7,65542	492	7,86932	548	0,00026
382	2,33538	438	7,76918	494	7,76135	550	0
384	2,55507	440	7,87549	496	0,98529		
386	2,78196	442	7,97428	498	0,85114		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 53 - Diagrama da válvula de admissão 38 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	388	3,01483	444	8,06547	500	0,61713
334	0,00262	390	3,25215	446	8,149	502	0,51733
336	0,01047	392	3,49223	448	8,22479	504	0,42905
338	0,02356	394	3,73333	450	8,29278	506	0,35233
340	0,03927	396	3,97371	452	8,35291	508	0,28719
342	0,05497	398	4,21163	454	8,40514	510	0,23365
344	0,07155	400	4,44579	456	8,44942	512	0,19172
346	0,09328	402	4,67537	458	8,4857	514	0,16122
348	0,12468	404	4,89992	460	8,51396	516	0,14115
350	0,1673	406	5,11911	462	8,53416	518	0,12812
352	0,22122	408	5,33273	464	8,5463	520	0,11517
354	0,2864	410	5,54055	466	8,55035	522	0,1047
356	0,36279	412	5,74243	468	8,54632	524	0,09423
358	0,45035	414	5,93821	470	8,53418	526	0,08376
360	0,54901	416	6,12776	472	8,51396	528	0,07329
362	0,65872	418	6,31094	474	8,48563	530	0,06282
364	0,7794	420	6,48766	476	8,44923	532	0,05235
366	0,91098	422	6,65778	478	8,40475	534	0,04188
368	1,05336	424	6,82122	480	8,3522	536	0,03141
370	1,20642	426	6,97784	482	8,29161	538	0,0212
372	1,36998	428	7,12756	484	8,22301	540	0,01283
374	1,54381	430	7,27027	486	8,14644	542	0,00654
376	1,72762	432	7,40588	488	8,06193	544	0,00236
378	1,92109	434	7,53429	490	7,96954	546	0,00026
380	2,12384	436	7,65542	492	7,86932	548	0
382	2,33538	438	7,76918	494	0,98529		
384	2,55507	440	7,87549	496	0,85114		
386	2,78196	442	7,97428	498	0,72841		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 54 - Diagrama da válvula de admissão 42 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	386	2,78196	440	7,87549	494	0,72841
334	0,00262	388	3,01483	442	7,97428	496	0,61713
336	0,01047	390	3,25215	444	8,06547	498	0,51733
338	0,02356	392	3,49223	446	8,149	500	0,42905
340	0,03927	394	3,73333	448	8,22479	502	0,35233
342	0,05497	396	3,97371	450	8,29278	504	0,28719
344	0,07155	398	4,21163	452	8,35291	506	0,23365
346	0,09328	400	4,44579	454	8,40514	508	0,19172
348	0,12468	402	4,67537	456	8,44942	510	0,16122
350	0,1673	404	4,89992	458	8,4857	512	0,14115
352	0,22122	406	5,11911	460	8,51396	514	0,12812
354	0,2864	408	5,33273	462	8,53416	516	0,11517
356	0,36279	410	5,54055	464	8,5463	518	0,1047
358	0,45035	412	5,74243	466	8,55035	520	0,09423
360	0,54901	414	5,93821	468	8,54632	522	0,08376
362	0,65872	416	6,12776	470	8,53418	524	0,07329
364	0,7794	418	6,31094	472	8,51396	526	0,06282
366	0,91098	420	6,48766	474	8,48563	528	0,05235
368	1,05336	422	6,65778	476	8,44923	530	0,04188
370	1,20642	424	6,82122	478	8,40475	532	0,03141
372	1,36998	426	6,97784	480	8,3522	534	0,0212
374	1,54381	428	7,12756	482	8,29161	536	0,01283
376	1,72762	430	7,27027	484	8,22301	538	0,00654
378	1,92109	432	7,40588	486	8,14644	540	0,00236
380	2,12384	434	7,53429	488	8,06193	542	0,00026
382	2,33538	436	7,65542	490	0,98529	544	0
384	2,55507	438	7,76918	492	0,85114		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 55 - Diagrama da válvula de admissão 44 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	386	2,78196	440	7,87549	494	0,61713
334	0,00262	388	3,01483	442	7,97428	496	0,51733
336	0,01047	390	3,25215	444	8,06547	498	0,42905
338	0,02356	392	3,49223	446	8,149	500	0,35233
340	0,03927	394	3,73333	448	8,22479	502	0,28719
342	0,05497	396	3,97371	450	8,29278	504	0,23365
344	0,07155	398	4,21163	452	8,35291	506	0,19172
346	0,09328	400	4,44579	454	8,40514	508	0,16122
348	0,12468	402	4,67537	456	8,44942	510	0,14115
350	0,1673	404	4,89992	458	8,4857	512	0,12812
352	0,22122	406	5,11911	460	8,51396	514	0,11517
354	0,2864	408	5,33273	462	8,53416	516	0,1047
356	0,36279	410	5,54055	464	8,5463	518	0,09423
358	0,45035	412	5,74243	466	8,55035	520	0,08376
360	0,54901	414	5,93821	468	8,54632	522	0,07329
362	0,65872	416	6,12776	470	8,53418	524	0,06282
364	0,7794	418	6,31094	472	8,51396	526	0,05235
366	0,91098	420	6,48766	474	8,48563	528	0,04188
368	1,05336	422	6,65778	476	8,44923	530	0,03141
370	1,20642	424	6,82122	478	8,40475	532	0,0212
372	1,36998	426	6,97784	480	8,3522	534	0,01283
374	1,54381	428	7,12756	482	8,29161	536	0,00654
376	1,72762	430	7,27027	484	8,22301	538	0,00236
378	1,92109	432	7,40588	486	8,14644	540	0,00026
380	2,12384	434	7,53429	488	0,98529	542	0
382	2,33538	436	7,65542	490	0,85114		
384	2,55507	438	7,76918	492	0,72841		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 56 - Diagrama da válvula de admissão 46 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	386	2,78196	440	7,87549	494	0,51733
334	0,00262	388	3,01483	442	7,97428	496	0,42905
336	0,01047	390	3,25215	444	8,06547	498	0,35233
338	0,02356	392	3,49223	446	8,149	500	0,28719
340	0,03927	394	3,73333	448	8,22479	502	0,23365
342	0,05497	396	3,97371	450	8,29278	504	0,19172
344	0,07155	398	4,21163	452	8,35291	506	0,16122
346	0,09328	400	4,44579	454	8,40514	508	0,14115
348	0,12468	402	4,67537	456	8,44942	510	0,12812
350	0,1673	404	4,89992	458	8,4857	512	0,11517
352	0,22122	406	5,11911	460	8,51396	514	0,1047
354	0,2864	408	5,33273	462	8,53416	516	0,09423
356	0,36279	410	5,54055	464	8,5463	518	0,08376
358	0,45035	412	5,74243	466	8,55035	520	0,07329
360	0,54901	414	5,93821	468	8,54632	522	0,06282
362	0,65872	416	6,12776	470	8,53418	524	0,05235
364	0,7794	418	6,31094	472	8,51396	526	0,04188
366	0,91098	420	6,48766	474	8,48563	528	0,03141
368	1,05336	422	6,65778	476	8,44923	530	0,0212
370	1,20642	424	6,82122	478	8,40475	532	0,01283
372	1,36998	426	6,97784	480	8,3522	534	0,00654
374	1,54381	428	7,12756	482	8,29161	536	0,00236
376	1,72762	430	7,27027	484	8,22301	538	0,00026
378	1,92109	432	7,40588	486	0,98529	540	0
380	2,12384	434	7,53429	488	0,85114		
382	2,33538	436	7,65542	490	0,72841		
384	2,55507	438	7,76918	492	0,61713		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 57 - Diagrama da válvula de admissão 48 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	384	2,55507	436	7,65542	488	0,72841
334	0,00262	386	2,78196	438	7,76918	490	0,61713
336	0,01047	388	3,01483	440	7,87549	492	0,51733
338	0,02356	390	3,25215	442	7,97428	494	0,42905
340	0,03927	392	3,49223	444	8,06547	496	0,35233
342	0,05497	394	3,73333	446	8,149	498	0,28719
344	0,07155	396	3,97371	448	8,22479	500	0,23365
346	0,09328	398	4,21163	450	8,29278	502	0,19172
348	0,12468	400	4,44579	452	8,35291	504	0,16122
350	0,1673	402	4,67537	454	8,40514	506	0,14115
352	0,22122	404	4,89992	456	8,44942	508	0,12812
354	0,2864	406	5,11911	458	8,4857	510	0,11517
356	0,36279	408	5,33273	460	8,51396	512	0,1047
358	0,45035	410	5,54055	462	8,53416	514	0,09423
360	0,54901	412	5,74243	464	8,5463	516	0,08376
362	0,65872	414	5,93821	466	8,55035	518	0,07329
364	0,7794	416	6,12776	468	8,54632	520	0,06282
366	0,91098	418	6,31094	470	8,53418	522	0,05235
368	1,05336	420	6,48766	472	8,51396	524	0,04188
370	1,20642	422	6,65778	474	8,48563	526	0,03141
372	1,36998	424	6,82122	476	8,44923	528	0,0212
374	1,54381	426	6,97784	478	8,40475	530	0,01283
376	1,72762	428	7,12756	480	8,3522	532	0,00654
378	1,92109	430	7,27027	482	8,29161	534	0,00236
380	2,12384	432	7,40588	484	0,98529	536	0,00026
382	2,33538	434	7,53429	486	0,85114	538	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 58 - Diagrama da válvula de admissão 50 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	384	2,55507	436	7,65542	488	0,61713
334	0,00262	386	2,78196	438	7,76918	490	0,51733
336	0,01047	388	3,01483	440	7,87549	492	0,42905
338	0,02356	390	3,25215	442	7,97428	494	0,35233
340	0,03927	392	3,49223	444	8,06547	496	0,28719
342	0,05497	394	3,73333	446	8,149	498	0,23365
344	0,07155	396	3,97371	448	8,22479	500	0,19172
346	0,09328	398	4,21163	450	8,29278	502	0,16122
348	0,12468	400	4,44579	452	8,35291	504	0,14115
350	0,1673	402	4,67537	454	8,40514	506	0,12812
352	0,22122	404	4,89992	456	8,44942	508	0,11517
354	0,2864	406	5,11911	458	8,4857	510	0,1047
356	0,36279	408	5,33273	460	8,51396	512	0,09423
358	0,45035	410	5,54055	462	8,53416	514	0,08376
360	0,54901	412	5,74243	464	8,5463	516	0,07329
362	0,65872	414	5,93821	466	8,55035	518	0,06282
364	0,7794	416	6,12776	468	8,54632	520	0,05235
366	0,91098	418	6,31094	470	8,53418	522	0,04188
368	1,05336	420	6,48766	472	8,51396	524	0,03141
370	1,20642	422	6,65778	474	8,48563	526	0,0212
372	1,36998	424	6,82122	476	8,44923	528	0,01283
374	1,54381	426	6,97784	478	8,40475	530	0,00654
376	1,72762	428	7,12756	480	8,3522	532	0,00236
378	1,92109	430	7,27027	482	0,98529	534	0,00026
380	2,12384	432	7,40588	484	0,85114	536	0
382	2,33538	434	7,53429	486	0,72841		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 59 - Diagrama da válvula de admissão 52 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	384	2,55507	436	7,65542	488	0,51733
334	0,00262	386	2,78196	438	7,76918	490	0,42905
336	0,01047	388	3,01483	440	7,87549	492	0,35233
338	0,02356	390	3,25215	442	7,97428	494	0,28719
340	0,03927	392	3,49223	444	8,06547	496	0,23365
342	0,05497	394	3,73333	446	8,149	498	0,19172
344	0,07155	396	3,97371	448	8,22479	500	0,16122
346	0,09328	398	4,21163	450	8,29278	502	0,14115
348	0,12468	400	4,44579	452	8,35291	504	0,12812
350	0,1673	402	4,67537	454	8,40514	506	0,11517
352	0,22122	404	4,89992	456	8,44942	508	0,1047
354	0,2864	406	5,11911	458	8,4857	510	0,09423
356	0,36279	408	5,33273	460	8,51396	512	0,08376
358	0,45035	410	5,54055	462	8,53416	514	0,07329
360	0,54901	412	5,74243	464	8,5463	516	0,06282
362	0,65872	414	5,93821	466	8,55035	518	0,05235
364	0,7794	416	6,12776	468	8,54632	520	0,04188
366	0,91098	418	6,31094	470	8,53418	522	0,03141
368	1,05336	420	6,48766	472	8,51396	524	0,0212
370	1,20642	422	6,65778	474	8,48563	526	0,01283
372	1,36998	424	6,82122	476	8,44923	528	0,00654
374	1,54381	426	6,97784	478	8,40475	530	0,00236
376	1,72762	428	7,12756	480	0,98529	532	0,00026
378	1,92109	430	7,27027	482	0,85114	534	0
380	2,12384	432	7,40588	484	0,72841		
382	2,33538	434	7,53429	486	0,61713		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 60 - Diagrama da válvula de admissão 54 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	384	2,55507	436	7,65542	488	0,42905
334	0,00262	386	2,78196	438	7,76918	490	0,35233
336	0,01047	388	3,01483	440	7,87549	492	0,28719
338	0,02356	390	3,25215	442	7,97428	494	0,23365
340	0,03927	392	3,49223	444	8,06547	496	0,19172
342	0,05497	394	3,73333	446	8,149	498	0,16122
344	0,07155	396	3,97371	448	8,22479	500	0,14115
346	0,09328	398	4,21163	450	8,29278	502	0,12812
348	0,12468	400	4,44579	452	8,35291	504	0,11517
350	0,1673	402	4,67537	454	8,40514	506	0,1047
352	0,22122	404	4,89992	456	8,44942	508	0,09423
354	0,2864	406	5,11911	458	8,4857	510	0,08376
356	0,36279	408	5,33273	460	8,51396	512	0,07329
358	0,45035	410	5,54055	462	8,53416	514	0,06282
360	0,54901	412	5,74243	464	8,5463	516	0,05235
362	0,65872	414	5,93821	466	8,55035	518	0,04188
364	0,7794	416	6,12776	468	8,54632	520	0,03141
366	0,91098	418	6,31094	470	8,53418	522	0,0212
368	1,05336	420	6,48766	472	8,51396	524	0,01283
370	1,20642	422	6,65778	474	8,48563	526	0,00654
372	1,36998	424	6,82122	476	8,44923	528	0,00236
374	1,54381	426	6,97784	478	0,98529	530	0,00026
376	1,72762	428	7,12756	480	0,85114	532	0
378	1,92109	430	7,27027	482	0,72841		
380	2,12384	432	7,40588	484	0,61713		
382	2,33538	434	7,53429	486	0,51733		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 61 - Diagrama da válvula de admissão 56 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	382	2,33538	432	7,40588	482	0,61713
334	0,00262	384	2,55507	434	7,53429	484	0,51733
336	0,01047	386	2,78196	436	7,65542	486	0,42905
338	0,02356	388	3,01483	438	7,76918	488	0,35233
340	0,03927	390	3,25215	440	7,87549	490	0,28719
342	0,05497	392	3,49223	442	7,97428	492	0,23365
344	0,07155	394	3,73333	444	8,06547	494	0,19172
346	0,09328	396	3,97371	446	8,149	496	0,16122
348	0,12468	398	4,21163	448	8,22479	498	0,14115
350	0,1673	400	4,44579	450	8,29278	500	0,12812
352	0,22122	402	4,67537	452	8,35291	502	0,11517
354	0,2864	404	4,89992	454	8,40514	504	0,1047
356	0,36279	406	5,11911	456	8,44942	506	0,09423
358	0,45035	408	5,33273	458	8,4857	508	0,08376
360	0,54901	410	5,54055	460	8,51396	510	0,07329
362	0,65872	412	5,74243	462	8,53416	512	0,06282
364	0,7794	414	5,93821	464	8,5463	514	0,05235
366	0,91098	416	6,12776	466	8,55035	516	0,04188
368	1,05336	418	6,31094	468	8,54632	518	0,03141
370	1,20642	420	6,48766	470	8,53418	520	0,0212
372	1,36998	422	6,65778	472	8,51396	522	0,01283
374	1,54381	424	6,82122	474	8,48563	524	0,00654
376	1,72762	426	6,97784	476	0,98529	526	0,00236
378	1,92109	428	7,12756	478	0,85114	528	0,00026
380	2,12384	430	7,27027	480	0,72841	530	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 62 - Diagrama da válvula de admissão 58 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	382	2,33538	432	7,40588	482	0,51733
334	0,00262	384	2,55507	434	7,53429	484	0,42905
336	0,01047	386	2,78196	436	7,65542	486	0,35233
338	0,02356	388	3,01483	438	7,76918	488	0,28719
340	0,03927	390	3,25215	440	7,87549	490	0,23365
342	0,05497	392	3,49223	442	7,97428	492	0,19172
344	0,07155	394	3,73333	444	8,06547	494	0,16122
346	0,09328	396	3,97371	446	8,149	496	0,14115
348	0,12468	398	4,21163	448	8,22479	498	0,12812
350	0,1673	400	4,44579	450	8,29278	500	0,11517
352	0,22122	402	4,67537	452	8,35291	502	0,1047
354	0,2864	404	4,89992	454	8,40514	504	0,09423
356	0,36279	406	5,11911	456	8,44942	506	0,08376
358	0,45035	408	5,33273	458	8,4857	508	0,07329
360	0,54901	410	5,54055	460	8,51396	510	0,06282
362	0,65872	412	5,74243	462	8,53416	512	0,05235
364	0,7794	414	5,93821	464	8,5463	514	0,04188
366	0,91098	416	6,12776	466	8,55035	516	0,03141
368	1,05336	418	6,31094	468	8,54632	518	0,0212
370	1,20642	420	6,48766	470	8,53418	520	0,01283
372	1,36998	422	6,65778	472	8,51396	522	0,00654
374	1,54381	424	6,82122	474	0,98529	524	0,00236
376	1,72762	426	6,97784	476	0,85114	526	0,00026
378	1,92109	428	7,12756	478	0,72841	528	0
380	2,12384	430	7,27027	480	0,61713		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 63 - Diagrama da válvula de admissão 60 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	382	2,33538	432	7,40588	482	0,42905
334	0,00262	384	2,55507	434	7,53429	484	0,35233
336	0,01047	386	2,78196	436	7,65542	486	0,28719
338	0,02356	388	3,01483	438	7,76918	488	0,23365
340	0,03927	390	3,25215	440	7,87549	490	0,19172
342	0,05497	392	3,49223	442	7,97428	492	0,16122
344	0,07155	394	3,73333	444	8,06547	494	0,14115
346	0,09328	396	3,97371	446	8,149	496	0,12812
348	0,12468	398	4,21163	448	8,22479	498	0,11517
350	0,1673	400	4,44579	450	8,29278	500	0,1047
352	0,22122	402	4,67537	452	8,35291	502	0,09423
354	0,2864	404	4,89992	454	8,40514	504	0,08376
356	0,36279	406	5,11911	456	8,44942	506	0,07329
358	0,45035	408	5,33273	458	8,4857	508	0,06282
360	0,54901	410	5,54055	460	8,51396	510	0,05235
362	0,65872	412	5,74243	462	8,53416	512	0,04188
364	0,7794	414	5,93821	464	8,5463	514	0,03141
366	0,91098	416	6,12776	466	8,55035	516	0,0212
368	1,05336	418	6,31094	468	8,54632	518	0,01283
370	1,20642	420	6,48766	470	8,53418	520	0,00654
372	1,36998	422	6,65778	472	0,98529	522	0,00236
374	1,54381	424	6,82122	474	0,85114	524	0,00026
376	1,72762	426	6,97784	476	0,72841	526	0
378	1,92109	428	7,12756	478	0,61713		
380	2,12384	430	7,27027	480	0,51733		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 64 - Diagrama da válvula de admissão 64 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	380	2,12384	428	7,12756	476	0,51733
334	0,00262	382	2,33538	430	7,27027	478	0,42905
336	0,01047	384	2,55507	432	7,40588	480	0,35233
338	0,02356	386	2,78196	434	7,53429	482	0,28719
340	0,03927	388	3,01483	436	7,65542	484	0,23365
342	0,05497	390	3,25215	438	7,76918	486	0,19172
344	0,07155	392	3,49223	440	7,87549	488	0,16122
346	0,09328	394	3,73333	442	7,97428	490	0,14115
348	0,12468	396	3,97371	444	8,06547	492	0,12812
350	0,1673	398	4,21163	446	8,149	494	0,11517
352	0,22122	400	4,44579	448	8,22479	496	0,1047
354	0,2864	402	4,67537	450	8,29278	498	0,09423
356	0,36279	404	4,89992	452	8,35291	500	0,08376
358	0,45035	406	5,11911	454	8,40514	502	0,07329
360	0,54901	408	5,33273	456	8,44942	504	0,06282
362	0,65872	410	5,54055	458	8,4857	506	0,05235
364	0,7794	412	5,74243	460	8,51396	508	0,04188
366	0,91098	414	5,93821	462	8,53416	510	0,03141
368	1,05336	416	6,12776	464	8,5463	512	0,0212
370	1,20642	418	6,31094	466	8,55035	514	0,01283
372	1,36998	420	6,48766	468	0,98529	516	0,00654
374	1,54381	422	6,65778	470	0,85114	518	0,00236
376	1,72762	424	6,82122	472	0,72841	520	0,00026
378	1,92109	426	6,97784	474	0,61713	522	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 65 - Diagrama da válvula de admissão 66 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	380	2,12384	428	7,12756	476	0,42905
334	0,00262	382	2,33538	430	7,27027	478	0,35233
336	0,01047	384	2,55507	432	7,40588	480	0,28719
338	0,02356	386	2,78196	434	7,53429	482	0,23365
340	0,03927	388	3,01483	436	7,65542	484	0,19172
342	0,05497	390	3,25215	438	7,76918	486	0,16122
344	0,07155	392	3,49223	440	7,87549	488	0,14115
346	0,09328	394	3,73333	442	7,97428	490	0,12812
348	0,12468	396	3,97371	444	8,06547	492	0,11517
350	0,1673	398	4,21163	446	8,149	494	0,1047
352	0,22122	400	4,44579	448	8,22479	496	0,09423
354	0,2864	402	4,67537	450	8,29278	498	0,08376
356	0,36279	404	4,89992	452	8,35291	500	0,07329
358	0,45035	406	5,11911	454	8,40514	502	0,06282
360	0,54901	408	5,33273	456	8,44942	504	0,05235
362	0,65872	410	5,54055	458	8,4857	506	0,04188
364	0,7794	412	5,74243	460	8,51396	508	0,03141
366	0,91098	414	5,93821	462	8,53416	510	0,0212
368	1,05336	416	6,12776	464	8,5463	512	0,01283
370	1,20642	418	6,31094	466	0,98529	514	0,00654
372	1,36998	420	6,48766	468	0,85114	516	0,00236
374	1,54381	422	6,65778	470	0,72841	518	0,00026
376	1,72762	424	6,82122	472	0,61713	520	0
378	1,92109	426	6,97784	474	0,51733		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 66 - Diagrama da válvula de admissão 68 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	380	2,12384	428	7,12756	476	0,35233
334	0,00262	382	2,33538	430	7,27027	478	0,28719
336	0,01047	384	2,55507	432	7,40588	480	0,23365
338	0,02356	386	2,78196	434	7,53429	482	0,19172
340	0,03927	388	3,01483	436	7,65542	484	0,16122
342	0,05497	390	3,25215	438	7,76918	486	0,14115
344	0,07155	392	3,49223	440	7,87549	488	0,12812
346	0,09328	394	3,73333	442	7,97428	490	0,11517
348	0,12468	396	3,97371	444	8,06547	492	0,1047
350	0,1673	398	4,21163	446	8,149	494	0,09423
352	0,22122	400	4,44579	448	8,22479	496	0,08376
354	0,2864	402	4,67537	450	8,29278	498	0,07329
356	0,36279	404	4,89992	452	8,35291	500	0,06282
358	0,45035	406	5,11911	454	8,40514	502	0,05235
360	0,54901	408	5,33273	456	8,44942	504	0,04188
362	0,65872	410	5,54055	458	8,4857	506	0,03141
364	0,7794	412	5,74243	460	8,51396	508	0,0212
366	0,91098	414	5,93821	462	8,53416	510	0,01283
368	1,05336	416	6,12776	464	0,98529	512	0,00654
370	1,20642	418	6,31094	466	0,85114	514	0,00236
372	1,36998	420	6,48766	468	0,72841	516	0,00026
374	1,54381	422	6,65778	470	0,61713	518	0
376	1,72762	424	6,82122	472	0,51733		
378	1,92109	426	6,97784	474	0,42905		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 67 - Diagrama da válvula de admissão 70 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	380	2,12384	428	7,12756	476	0,28719
334	0,00262	382	2,33538	430	7,27027	478	0,23365
336	0,01047	384	2,55507	432	7,40588	480	0,19172
338	0,02356	386	2,78196	434	7,53429	482	0,16122
340	0,03927	388	3,01483	436	7,65542	484	0,14115
342	0,05497	390	3,25215	438	7,76918	486	0,12812
344	0,07155	392	3,49223	440	7,87549	488	0,11517
346	0,09328	394	3,73333	442	7,97428	490	0,1047
348	0,12468	396	3,97371	444	8,06547	492	0,09423
350	0,1673	398	4,21163	446	8,149	494	0,08376
352	0,22122	400	4,44579	448	8,22479	496	0,07329
354	0,2864	402	4,67537	450	8,29278	498	0,06282
356	0,36279	404	4,89992	452	8,35291	500	0,05235
358	0,45035	406	5,11911	454	8,40514	502	0,04188
360	0,54901	408	5,33273	456	8,44942	504	0,03141
362	0,65872	410	5,54055	458	8,4857	506	0,0212
364	0,7794	412	5,74243	460	8,51396	508	0,01283
366	0,91098	414	5,93821	462	0,98529	510	0,00654
368	1,05336	416	6,12776	464	0,85114	512	0,00236
370	1,20642	418	6,31094	466	0,72841	514	0,00026
372	1,36998	420	6,48766	468	0,61713	516	0
374	1,54381	422	6,65778	470	0,51733		
376	1,72762	424	6,82122	472	0,42905		
378	1,92109	426	6,97784	474	0,35233		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 68 - Diagrama da válvula de admissão 72 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	378	1,92109	424	6,82122	470	0,42905
334	0,00262	380	2,12384	426	6,97784	472	0,35233
336	0,01047	382	2,33538	428	7,12756	474	0,28719
338	0,02356	384	2,55507	430	7,27027	476	0,23365
340	0,03927	386	2,78196	432	7,40588	478	0,19172
342	0,05497	388	3,01483	434	7,53429	480	0,16122
344	0,07155	390	3,25215	436	7,65542	482	0,14115
346	0,09328	392	3,49223	438	7,76918	484	0,12812
348	0,12468	394	3,73333	440	7,87549	486	0,11517
350	0,1673	396	3,97371	442	7,97428	488	0,1047
352	0,22122	398	4,21163	444	8,06547	490	0,09423
354	0,2864	400	4,44579	446	8,149	492	0,08376
356	0,36279	402	4,67537	448	8,22479	494	0,07329
358	0,45035	404	4,89992	450	8,29278	496	0,06282
360	0,54901	406	5,11911	452	8,35291	498	0,05235
362	0,65872	408	5,33273	454	8,40514	500	0,04188
364	0,7794	410	5,54055	456	8,44942	502	0,03141
366	0,91098	412	5,74243	458	8,4857	504	0,0212
368	1,05336	414	5,93821	460	0,98529	506	0,01283
370	1,20642	416	6,12776	462	0,85114	508	0,00654
372	1,36998	418	6,31094	464	0,72841	510	0,00236
374	1,54381	420	6,48766	466	0,61713	512	0,00026
376	1,72762	422	6,65778	468	0,51733	514	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 69 - Diagrama da válvula de admissão 76 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	378	1,92109	424	6,82122	470	0,28719
334	0,00262	380	2,12384	426	6,97784	472	0,23365
336	0,01047	382	2,33538	428	7,12756	474	0,19172
338	0,02356	384	2,55507	430	7,27027	476	0,16122
340	0,03927	386	2,78196	432	7,40588	478	0,14115
342	0,05497	388	3,01483	434	7,53429	480	0,12812
344	0,07155	390	3,25215	436	7,65542	482	0,11517
346	0,09328	392	3,49223	438	7,76918	484	0,1047
348	0,12468	394	3,73333	440	7,87549	486	0,09423
350	0,1673	396	3,97371	442	7,97428	488	0,08376
352	0,22122	398	4,21163	444	8,06547	490	0,07329
354	0,2864	400	4,44579	446	8,149	492	0,06282
356	0,36279	402	4,67537	448	8,22479	494	0,05235
358	0,45035	404	4,89992	450	8,29278	496	0,04188
360	0,54901	406	5,11911	452	8,35291	498	0,03141
362	0,65872	408	5,33273	454	8,40514	500	0,0212
364	0,7794	410	5,54055	456	0,98529	502	0,01283
366	0,91098	412	5,74243	458	0,85114	504	0,00654
368	1,05336	414	5,93821	460	0,72841	506	0,00236
370	1,20642	416	6,12776	462	0,61713	508	0,00026
372	1,36998	418	6,31094	464	0,51733	510	0
374	1,54381	420	6,48766	466	0,42905		
376	1,72762	422	6,65778	468	0,35233		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 70 - Diagrama da válvula de admissão 80 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	376	1,72762	420	6,48766	464	0,35233
334	0,00262	378	1,92109	422	6,65778	466	0,28719
336	0,01047	380	2,12384	424	6,82122	468	0,23365
338	0,02356	382	2,33538	426	6,97784	470	0,19172
340	0,03927	384	2,55507	428	7,12756	472	0,16122
342	0,05497	386	2,78196	430	7,27027	474	0,14115
344	0,07155	388	3,01483	432	7,40588	476	0,12812
346	0,09328	390	3,25215	434	7,53429	478	0,11517
348	0,12468	392	3,49223	436	7,65542	480	0,1047
350	0,1673	394	3,73333	438	7,76918	482	0,09423
352	0,22122	396	3,97371	440	7,87549	484	0,08376
354	0,2864	398	4,21163	442	7,97428	486	0,07329
356	0,36279	400	4,44579	444	8,06547	488	0,06282
358	0,45035	402	4,67537	446	8,149	490	0,05235
360	0,54901	404	4,89992	448	8,22479	492	0,04188
362	0,65872	406	5,11911	450	8,29278	494	0,03141
364	0,7794	408	5,33273	452	0,98529	496	0,0212
366	0,91098	410	5,54055	454	0,85114	498	0,01283
368	1,05336	412	5,74243	456	0,72841	500	0,00654
370	1,20642	414	5,93821	458	0,61713	502	0,00236
372	1,36998	416	6,12776	460	0,51733	504	0,00026
374	1,54381	418	6,31094	462	0,42905	506	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 71 - Diagrama da válvula de admissão 86 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	376	1,72762	420	6,48766	464	0,19172
334	0,00262	378	1,92109	422	6,65778	466	0,16122
336	0,01047	380	2,12384	424	6,82122	468	0,14115
338	0,02356	382	2,33538	426	6,97784	470	0,12812
340	0,03927	384	2,55507	428	7,12756	472	0,11517
342	0,05497	386	2,78196	430	7,27027	474	0,1047
344	0,07155	388	3,01483	432	7,40588	476	0,09423
346	0,09328	390	3,25215	434	7,53429	478	0,08376
348	0,12468	392	3,49223	436	7,65542	480	0,07329
350	0,1673	394	3,73333	438	7,76918	482	0,06282
352	0,22122	396	3,97371	440	7,87549	484	0,05235
354	0,2864	398	4,21163	442	7,97428	486	0,04188
356	0,36279	400	4,44579	444	8,06547	488	0,03141
358	0,45035	402	4,67537	446	0,98529	490	0,0212
360	0,54901	404	4,89992	448	0,85114	492	0,01283
362	0,65872	406	5,11911	450	0,72841	494	0,00654
364	0,7794	408	5,33273	452	0,61713	496	0,00236
366	0,91098	410	5,54055	454	0,51733	498	0,00026
368	1,05336	412	5,74243	456	0,42905	500	0
370	1,20642	414	5,93821	458	0,35233		
372	1,36998	416	6,12776	460	0,28719		
374	1,54381	418	6,31094	462	0,23365		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 72 - Diagrama da válvula de admissão 88 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	374	1,54381	416	6,12776	458	0,28719
334	0,00262	376	1,72762	418	6,31094	460	0,23365
336	0,01047	378	1,92109	420	6,48766	462	0,19172
338	0,02356	380	2,12384	422	6,65778	464	0,16122
340	0,03927	382	2,33538	424	6,82122	466	0,14115
342	0,05497	384	2,55507	426	6,97784	468	0,12812
344	0,07155	386	2,78196	428	7,12756	470	0,11517
346	0,09328	388	3,01483	430	7,27027	472	0,1047
348	0,12468	390	3,25215	432	7,40588	474	0,09423
350	0,1673	392	3,49223	434	7,53429	476	0,08376
352	0,22122	394	3,73333	436	7,65542	478	0,07329
354	0,2864	396	3,97371	438	7,76918	480	0,06282
356	0,36279	398	4,21163	440	7,87549	482	0,05235
358	0,45035	400	4,44579	442	7,97428	484	0,04188
360	0,54901	402	4,67537	444	0,98529	486	0,03141
362	0,65872	404	4,89992	446	0,85114	488	0,0212
364	0,7794	406	5,11911	448	0,72841	490	0,01283
366	0,91098	408	5,33273	450	0,61713	492	0,00654
368	1,05336	410	5,54055	452	0,51733	494	0,00236
370	1,20642	412	5,74243	454	0,42905	496	0,00026
372	1,36998	414	5,93821	456	0,35233	498	0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 73 - Diagrama da válvula de admissão 90 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	374	1,54381	416	6,12776	458	0,23365
334	0,00262	376	1,72762	418	6,31094	460	0,19172
336	0,01047	378	1,92109	420	6,48766	462	0,16122
338	0,02356	380	2,12384	422	6,65778	464	0,14115
340	0,03927	382	2,33538	424	6,82122	466	0,12812
342	0,05497	384	2,55507	426	6,97784	468	0,11517
344	0,07155	386	2,78196	428	7,12756	470	0,1047
346	0,09328	388	3,01483	430	7,27027	472	0,09423
348	0,12468	390	3,25215	432	7,40588	474	0,08376
350	0,1673	392	3,49223	434	7,53429	476	0,07329
352	0,22122	394	3,73333	436	7,65542	478	0,06282
354	0,2864	396	3,97371	438	7,76918	480	0,05235
356	0,36279	398	4,21163	440	7,87549	482	0,04188
358	0,45035	400	4,44579	442	0,98529	484	0,03141
360	0,54901	402	4,67537	444	0,85114	486	0,0212
362	0,65872	404	4,89992	446	0,72841	488	0,01283
364	0,7794	406	5,11911	448	0,61713	490	0,00654
366	0,91098	408	5,33273	450	0,51733	492	0,00236
368	1,05336	410	5,54055	452	0,42905	494	0,00026
370	1,20642	412	5,74243	454	0,35233	496	0
372	1,36998	414	5,93821	456	0,28719		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 74 - Diagrama da válvula de admissão 92 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	374	1,54381	416	6,12776	458	0,19172
334	0,00262	376	1,72762	418	6,31094	460	0,16122
336	0,01047	378	1,92109	420	6,48766	462	0,14115
338	0,02356	380	2,12384	422	6,65778	464	0,12812
340	0,03927	382	2,33538	424	6,82122	466	0,11517
342	0,05497	384	2,55507	426	6,97784	468	0,1047
344	0,07155	386	2,78196	428	7,12756	470	0,09423
346	0,09328	388	3,01483	430	7,27027	472	0,08376
348	0,12468	390	3,25215	432	7,40588	474	0,07329
350	0,1673	392	3,49223	434	7,53429	476	0,06282
352	0,22122	394	3,73333	436	7,65542	478	0,05235
354	0,2864	396	3,97371	438	7,76918	480	0,04188
356	0,36279	398	4,21163	440	0,98529	482	0,03141
358	0,45035	400	4,44579	442	0,85114	484	0,0212
360	0,54901	402	4,67537	444	0,72841	486	0,01283
362	0,65872	404	4,89992	446	0,61713	488	0,00654
364	0,7794	406	5,11911	448	0,51733	490	0,00236
366	0,91098	408	5,33273	450	0,42905	492	0,00026
368	1,05336	410	5,54055	452	0,35233	494	0
370	1,20642	412	5,74243	454	0,28719		
372	1,36998	414	5,93821	456	0,23365		

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 75 - Diagrama da válvula de admissão 94 APMI

Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]	Ângulo [°]	Levant. [mm]
332	0	374	1,54381	416	6,12776	458	0,16122
334	0,00262	376	1,72762	418	6,31094	460	0,14115
336	0,01047	378	1,92109	420	6,48766	462	0,12812
338	0,02356	380	2,12384	422	6,65778	464	0,11517
340	0,03927	382	2,33538	424	6,82122	466	0,1047
342	0,05497	384	2,55507	426	6,97784	468	0,09423
344	0,07155	386	2,78196	428	7,12756	470	0,08376
346	0,09328	388	3,01483	430	7,27027	472	0,07329
348	0,12468	390	3,25215	432	7,40588	474	0,06282
350	0,1673	392	3,49223	434	7,53429	476	0,05235
352	0,22122	394	3,73333	436	7,65542	478	0,04188
354	0,2864	396	3,97371	438	0,98529	480	0,03141
356	0,36279	398	4,21163	440	0,85114	482	0,0212
358	0,45035	400	4,44579	442	0,72841	484	0,01283
360	0,54901	402	4,67537	444	0,61713	486	0,00654
362	0,65872	404	4,89992	446	0,51733	488	0,00236
364	0,7794	406	5,11911	448	0,42905	490	0,00026
366	0,91098	408	5,33273	450	0,35233	492	0
368	1,05336	410	5,54055	452	0,28719		
370	1,20642	412	5,74243	454	0,23365		
372	1,36998	414	5,93821	456	0,19172		

Fonte: Elaborado pelo autor

APÊNDICE D – RESULTADOS PARÂMETROS

Tabela 8 - Resultados experimentais - Etanol

EXPERIMENTAL - ETANOL									
Rot. [rpm]	Eficiência Volumétrica [%]			Cons. de Combustível [kg/h]			Torque [N.m]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	77,7%	68,7%	41,3%	9,5	8,4	5,1	119,6	102,4	51,5
2500	86,2%	71,6%	41,7%	14,0	10,7	6,4	136,3	102,2	51,5
3000	82,6%	70,4%	41,4%	16,1	13,0	7,8	124,7	102,4	51,8
3500	82,4%	69,2%	41,4%	18,3	15,3	9,2	126,3	102,5	51,6
4000	91,6%	72,5%	43,7%	22,9	17,7	10,8	136,0	102,7	51,4
4500	94,3%	72,8%	44,6%	27,8	20,1	12,6	142,0	101,9	52,0
5000	92,2%	73,3%	44,3%	30,5	22,6	14,0	138,5	102,1	51,3
5500	87,7%	74,3%	45,0%	32,7	25,9	16,2	129,0	102,4	51,1
6000	80,9%	75,4%	47,3%	33,5	31,0	18,0	110,0	102,0	51,6

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 9 - Resultados experimentais - Gasolina

EXPERIMENTAL - GASOLINA									
Rot. [rpm]	Eficiência Volumétrica [%]			Cons. de Combustível [kg/h]			Torque [N.m]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	75,2%	69,9%	40,1%	6,5	5,8	3,3	116,6	103,3	53,0
2500	85,9%	70,0%	39,9%	9,3	7,0	4,1	129,8	104,2	52,1
3000	80,7%	69,9%	39,9%	10,7	8,3	4,7	126,3	102,4	50,3
3500	82,2%	70,2%	40,1%	12,4	10,0	5,6	128,9	105,1	49,5
4000	87,9%	69,9%	39,9%	16,2	12,1	6,3	136,0	102,4	46,8
4500	92,3%	70,3%	39,6%	20,2	14,2	7,1	139,5	100,7	45,0
5000	91,3%	70,8%	40,6%	22,7	16,8	8,3	136,9	99,8	47,7
5500	87,4%	69,4%	40,0%	25,1	18,5	9,1	125,4	95,4	44,2
6000	80,0%	72,4%	50,5%	25,4	20,8	12,9	111,3	98,0	60,9

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 10 - Resultados Modelo de Validação - Etanol

MODELO DE VALIDAÇÃO - ETANOL									
Rot. [rpm]	Eficiência Volumétrica [%]			Cons. de Combustível [kg/h]			Torque [N.m]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	80,7%	68,9%	42,0%	9,9	8,6	5,3	122,1	101,8	51,0
2500	87,6%	70,9%	42,2%	14,2	11,0	6,6	141,7	106,0	51,6
3000	80,9%	71,1%	41,8%	16,2	13,3	7,8	129,2	106,2	50,6
3500	83,9%	70,5%	42,7%	18,9	15,3	9,3	130,3	103,2	50,8
4000	90,2%	72,7%	43,5%	23,8	18,1	10,8	139,0	105,4	50,9
4500	93,5%	73,5%	44,9%	28,4	20,5	12,5	144,6	104,5	51,0
5000	91,2%	73,9%	45,3%	30,5	22,9	14,1	142,8	104,4	50,8
5500	86,2%	76,0%	46,1%	31,9	26,0	15,8	130,3	105,3	50,1
6000	77,9%	74,8%	48,0%	32,8	30,8	17,9	113,7	105,8	52,9

Rot. [rpm]	Octane Number [-]			CEC [g/kW.h]			PMB [bar]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	83,4	74,5	61,3	386,6	403,8	492,4	2,2	2,4	2,6
2500	83,6	73,2	60,1	383,1	396,9	487,5	2,3	2,5	2,6
3000	82,5	75,0	56,6	398,7	398,4	491,0	2,5	2,6	2,7
3500	83,2	74,5	57,3	395,5	405,5	500,2	2,9	3,1	3,1
4000	83,8	74,6	57,5	408,6	409,3	508,1	3,3	3,4	3,3
4500	83,0	73,8	58,5	417,0	416,8	520,7	3,5	3,6	3,5
5000	82,9	71,3	58,2	408,5	419,9	530,1	3,9	3,8	3,5
5500	81,9	75,1	58,3	424,7	428,7	547,7	4,3	4,3	3,8
6000	77,2	73,6	60,4	460,0	463,8	537,5	4,2	4,2	3,8

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 11 - Resultados Modelo de Validação - Gasolina

MODELO DE VALIDAÇÃO - GASOLINA									
Rot. [rpm]	Eficiência Volumétrica [%]			Cons. de Combustível [kg/h]			Torque [N.m]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	73,7%	69,0%	40,2%	6,6	5,8	3,4	113,9	102,6	48,0
2500	80,7%	68,1%	39,5%	9,1	7,2	4,2	128,8	102,1	47,0
3000	76,1%	67,3%	38,4%	10,6	8,6	4,9	121,8	101,5	45,2
3500	81,2%	68,6%	38,8%	12,8	10,2	5,8	129,7	102,1	44,3
4000	85,1%	68,2%	38,7%	16,4	12,4	6,6	136,6	102,1	42,4
4500	87,4%	68,6%	38,3%	20,0	14,5	7,4	137,4	101,9	39,7
5000	85,6%	69,2%	39,8%	22,2	17,1	8,5	130,0	100,8	41,4
5500	81,5%	68,2%	39,8%	24,4	18,8	9,3	120,3	96,2	39,0
6000	73,9%	70,3%	49,9%	24,5	21,1	13,3	106,4	101,4	60,7

Rot. [rpm]	Octane Number [-]			CEC [g/kW.h]			PMB [bar]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	86,7	84,6	71,5	278,6	272,2	339,1	2,1	2,2	2,5
2500	86,9	81,7	68,2	269,7	270,2	340,3	2,3	2,4	2,6
3000	84,5	80,1	65,8	276,1	269,0	346,1	2,4	2,5	2,6
3500	86,5	81,0	65,9	268,9	273,4	358,1	2,8	2,9	3,0
4000	86,2	79,6	64,4	286,2	288,9	369,8	3,1	3,3	3,2
4500	83,1	80,0	63,9	308,6	302,3	394,1	3,4	3,5	3,4
5000	79,8	80,1	62,6	326,0	324,3	391,4	3,7	3,7	3,4
5500	81,7	78,3	64,1	352,0	338,7	414,4	4,2	4,1	3,6
6000	75,7	77,2	68,5	365,9	330,5	348,8	4,2	4,1	3,8

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 12 - Resultados Modelo EIVC - Etanol

MODELO EIVC - ETANOL						
Rot. [rpm]	Efic. Volumétrica [%]		Cons. de Comb. [kg/h]		Torque [N.m]	
	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C
2000	68,9%	41,7%	8,6	5,2	103,6	54,6
2500	71,2%	42,3%	11,1	6,6	108,8	55,3
3000	70,5%	41,1%	13,2	7,7	106,4	52,8
3500	70,5%	43,6%	15,3	9,5	105,5	57,0
4000	72,8%	44,0%	18,1	10,9	108,2	56,5
4500	73,3%	45,4%	20,5	12,6	106,4	56,0
5000	74,2%	44,4%	23,0	13,8	107,4	54,1
5500	75,8%	46,7%	25,9	16,0	106,2	55,9
6000	74,9%	48,5%	30,9	18,1	106,3	56,0

Rot. [rpm]	Octane Number [-]		CEC [g/kW.h]		PMB [bar]	
	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C
2000	70,6	52,7	395,9	457,9	1,8	1,3
2500	69,3	52,0	388,8	452,6	2,0	1,4
3000	71,8	48,7	394,0	463,3	2,2	1,6
3500	70,0	49,1	396,3	455,4	2,4	1,7
4000	70,4	49,0	399,0	462,3	2,7	1,9
4500	69,9	50,9	407,9	478,5	2,9	2,2
5000	67,4	49,7	409,4	488,3	3,1	2,0
5500	72,8	50,9	423,7	496,3	3,9	2,4
6000	73,0	56,7	462,9	513,8	4,2	3,1

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 13 - Resultados Modelo EIVC - Gasolina

MODELO EIVC - GASOLINA						
Rot. [rpm]	Efic. Volumétrica [%]		Cons. de Comb. [kg/h]		Torque [N.m]	
	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C
2000	69,3%	40,8%	5,9	3,5	104,4	53,4
2500	68,2%	39,8%	7,2	4,2	103,8	51,4
3000	67,1%	38,8%	8,6	4,9	102,3	48,9
3500	68,7%	39,5%	10,2	5,9	104,0	49,9
4000	67,9%	38,5%	12,3	6,6	103,9	47,0
4500	68,6%	39,1%	14,5	7,5	104,1	45,5
5000	69,7%	39,6%	17,2	8,4	104,1	46,0
5500	68,1%	39,1%	18,7	9,2	97,7	42,7
6000	70,5%	50,0%	21,2	13,3	102,1	62,7

Rot. [rpm]	Octane Number [-]		CEC [g/kW.h]		PMB [bar]	
	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C	Carga B	Carga C
2000	82,5	63,0	269,2	310,9	1,9	1,3
2500	78,7	60,4	265,8	312,8	2,0	1,4
3000	77,8	58,9	266,8	319,9	2,2	1,6
3500	78,0	58,0	268,8	321,3	2,5	1,7
4000	75,7	55,4	282,3	333,2	2,6	1,7
4500	76,9	56,6	296,1	350,4	2,9	2,1
5000	77,0	54,0	316,2	349,8	3,1	1,9
5500	75,9	55,4	332,3	373,0	3,6	2,1
6000	77,0	65,6	329,9	337,8	4,1	3,3

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 14 - Resultados Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5;1 - Etanol

MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 - ETANOL									
Rot. [rpm]	Eficiência Volumétrica [%]			Cons. de Combustível [kg/h]			Torque [N.m]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	81,1%	69,1%	42,8%	9,9	8,6	5,4	130,8	111,3	61,0
2500	88,9%	70,7%	42,1%	14,4	11,0	6,6	154,1	115,9	59,7
3000	82,2%	72,0%	41,3%	16,5	13,4	7,7	139,6	116,8	58,0
3500	84,0%	70,4%	42,0%	18,9	15,3	9,1	139,3	113,2	58,8
4000	90,2%	73,1%	42,8%	23,8	18,1	10,7	146,7	116,9	59,6
4500	94,3%	72,8%	44,8%	28,6	20,3	12,5	154,7	113,6	60,7
5000	92,1%	73,6%	45,4%	30,8	22,8	14,1	156,0	116,3	61,6
5500	88,2%	76,4%	46,5%	32,6	26,1	15,9	145,3	117,0	61,6
6000	80,5%	75,2%	47,9%	34,0	31,0	17,9	126,9	114,0	60,3

Rot. [rpm]	Octane Number [-]			CEC [g/kW.h]			PMB [bar]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	105,0	87,8	65,0	362,8	369,6	420,1	2,2	1,8	1,4
2500	106,6	86,3	63,6	357,9	362,6	419,9	2,4	2,0	1,4
3000	105,8	91,8	59,5	375,2	366,4	422,8	2,5	2,3	1,6
3500	106,0	88,3	59,0	370,6	368,3	423,3	2,9	2,4	1,7
4000	106,7	89,5	59,5	386,5	370,6	427,2	3,3	2,7	1,9
4500	106,2	88,4	62,3	392,4	379,4	436,2	3,5	3,0	2,3
5000	106,3	84,0	62,2	377,1	375,1	437,9	3,9	3,2	2,1
5500	105,3	92,1	62,8	389,7	387,4	448,6	4,4	4,0	2,4
6000	100,1	92,6	70,4	426,4	432,3	471,7	4,4	4,3	3,1

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 15 - Resultados Modelo de Ciclo Miller com Rc 14,5;1 - Gasolina

MODELO DE CICLO MILLER COM RC 14,5:1 - GASOLINA									
Rot. [rpm]	Eficiência Volumétrica [%]			Cons. de Combustível [kg/h]			Torque [N.m]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	55,1%	54,5%	40,0%	5,0	4,6	3,4	86,6	84,0	55,4
2500	57,2%	56,5%	39,4%	6,4	6,0	4,2	92,3	88,9	54,7
3000	55,7%	55,0%	38,8%	7,7	7,0	4,9	89,6	86,2	53,5
3500	56,3%	57,5%	38,2%	8,9	8,6	5,7	90,1	90,6	52,1
4000	61,6%	59,5%	39,3%	11,9	10,8	6,7	101,0	95,9	53,0
4500	66,0%	57,1%	38,5%	15,1	12,0	7,4	106,5	89,2	49,1
5000	71,2%	58,6%	40,6%	18,4	14,5	8,6	113,9	91,0	53,0
5500	63,1%	59,0%	40,4%	18,9	16,2	9,4	95,6	89,2	50,2
6000	63,9%	58,5%	49,4%	21,2	17,6	13,2	96,2	87,1	68,1

Rot. [rpm]	Octane Number [-]			CEC [g/kW.h]			PMB [bar]		
	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C	Carga A	Carga B	Carga C
2000	86,5	86,5	76,0	273,0	263,6	292,0	1,6	1,6	1,3
2500	86,0	86,8	73,5	266,8	256,9	291,9	1,8	1,8	1,4
3000	86,9	86,1	71,7	274,5	259,1	294,1	2,0	2,0	1,6
3500	85,9	86,6	69,5	269,4	258,0	300,5	2,2	2,2	1,6
4000	86,8	86,4	68,2	281,1	268,1	299,7	2,4	2,4	1,8
4500	86,8	86,2	69,0	300,1	286,3	320,0	2,9	2,7	2,1
5000	86,7	86,1	66,7	309,1	303,8	310,3	3,1	2,6	2,0
5500	86,5	85,9	68,9	342,3	315,5	325,8	3,4	3,2	2,2
6000	86,9	86,6	80,6	350,6	321,4	307,7	4,0	3,8	3,3

Fonte: Dados da pesquisa