

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Trabalho de Conclusão de Curso

**Os efeitos do *timing* variável de válvulas no
desempenho de motores de combustão interna**

Autor: Marco Gabriel Lorenzoni

Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

Campinas, Julho de 2020

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Trabalho de Conclusão de Curso

“Os efeitos do *timing* variável de válvulas no desempenho de motores de combustão interna”

Autor: Marco Gabriel Lorenzoni

Orientador: Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

Curso: Engenharia Mecânica

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Comissão de Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Campinas, Julho de 2020

Dedicatória:

Dedico este trabalho a toda minha família. De forma especial quero honrar aqueles que sempre me apoiaram durante a árdua caminhada da graduação:

- Marco N. Lorenzoni: Guerreiro excelente em tudo que faz. Papai, você sempre foi e sempre será a minha grande inspiração!

- Patrícia Lorenzoni: Companheira, forte e fiel. Mamãe, a distância nunca impediu que você estivesse comigo. Essa conquista também é sua!

- Giacomo Lorenzoni: Aquele que luta e prevalece. Nonno, sempre que pensei em desistir a sua história de vida me lembrava que desistir não é uma opção, afinal: "*l'impossibile non è parola italiana*". *Grazie per tutto!*

- Aparecida Lorenzoni: Disposta, dedicada e perseverante. Nonna, a senhora sempre lutou para que tivéssemos o melhor. Sua dedicação e serviço tornam essa conquista em uma realidade! Cada esforço seu será lembrado!

- Michelle, Pietro e Giulia Lorenzoni: Presentes de Deus para mim. Vocês são parte dessa conquista! Vocês são parte de quem eu sou!

Agradecimentos:

Agradeço primeiramente a Deus por sempre estar comigo e me abençoar em todos os meus caminhos. A honra e glória são para ti, Jesus! “Porque dele e por ele, e para ele, são todas as coisas; glória, pois, a ele eternamente. Amém.” (Romanos 11:36)

Agradeço ao Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo por toda ajuda, paciência e credibilidade que me foram oferecidas durante a elaboração desse trabalho.

Agradeço ao Caio Rufino por todo suporte prestado e pelos conhecimentos e sugestões compartilhados.

Agradeço ao Prof. Dr. Caio Glauco Sánchez por todo conhecimento compartilhado ao longo da graduação e pelo apoio no desenvolvimento de projetos.

Agradeço ao André Martelli pela orientação e participação no desenvolvimento de projetos.

Finalmente agradeço aos meus amigos Matheus Di Sessa, Rafael Duarte, José Lucas Garcia e Lucas Campopiano. Obrigado pela amizade e por toda ajuda.

Índice

Resumo	1
Lista de Figuras	2
Lista de Tabelas	5
Nomenclaturas	5
Abreviações e Siglas	7
Capítulo 1 Introdução	9
Capítulo 2 Revisão Bibliográfica de motores ICE	11
2.1. Classificação – motores de combustão interna	11
2.2. Propriedades geométricas de motores alternativos	13
2.3. Relações cinemáticas	15
2.4. Parâmetros de desempenho do motor	16
2.5. Ciclos de operação	20
2.5.1. Ciclo Otto	20
2.5.2. Ciclo Miller	27
2.6. Controle de potência	34
2.7. Sistemas de válvulas	36
2.7.1. Sistema convencional	36
2.7.2. Sistemas <i>VVT</i>	38
2.7.3. Sistemas <i>CVVL</i>	43
2.7.4. Sistemas <i>EVC</i>	46
2.7.5. Sistemas <i>FVVA</i> ou <i>camless</i>	48
2.8. Fluxo através das válvulas	52

2.8.1. Geometria e <i>timing</i> de válvulas	52
2.8.2. Fluxo mássico através das válvulas	54
2.8.3. Estratégias de válvulas	55
Capítulo 3 Metodologia	57
3.1. Rotina computacional de simulação	57
3.2. Metodologia de simulação	59
3.2.1. Sistema convencional	60
3.2.2. Sistema <i>camless</i>	60
3.3. Simulação – sistema de válvulas convencional	61
3.4. Simulação – sistema <i>camless</i>	62
3.5. Composição do combustível	64
Capítulo 4 Apresentação e discussão dos resultados	65
4.1. Diagramas P-V	66
4.2. Consumo absoluto	71
4.3. Consumo específico	76
4.4. Eficiência térmica indicada	80
4.5. Fluxo mássico de gases	83
Capítulo 5 Conclusões	87
Referências Bibliográficas	89

Resumo

LORENZONI, Marco Gabriel. *Os efeitos do timing variável de válvulas em motores de combustão interna*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Trabalho de Conclusão de Curso (2020), 20 pp.

Motores ICE que utilizam controle de carga por estrangulamento sofrem perdas de eficiência volumétrica em cargas parciais. As perdas advêm do trabalho de bombeamento requerido para vencer a restrição de fluxo imposta pela válvula borboleta. Esse problema pode ser minimizado através do uso das válvulas de admissão com *timing* variável para controle de carga. Com a alteração nos ângulos de abertura e/ou fechamento das válvulas é possível controlar a massa de ar admitida a cada ciclo. Dessa forma descarta-se, parcial ou totalmente, a necessidade de estrangulamento de fluxo para controle de carga. Neste trabalho buscou-se definir, através de simulações computacionais, quais seriam os melhores parâmetros de acionamento das válvulas de admissão de um motor ICE para otimizar seu rendimento térmico indicado em cargas parciais. Para isso, utilizou-se uma rotina computacional em *Matlab*. Implementou-se as equações termodinâmicas e fluidodinâmicas envolvidas no funcionamento de um motor ICE, os parâmetros geométricos, mecânicos e operacionais do motor, a composição do combustível utilizado e os dados ambientais. No lugar de uma restrição mecânica ao fluxo de admissão, o controle de carga foi realizado pela variação do perfil de elevação e dos pontos de abertura e fechamento das válvulas de admissão. O ganho de rendimento indicado é resultado da redução do trabalho de bombeamento e do melhor aproveitamento da energia de combustão.

Lista de Figuras

Figura 2-1. Parâmetros geométricos de um motor ICE	13
Figura 2-2. Parâmetros para análise cinemática de motores ICE	15
Figura 2-3. Esquema de funcionamento de um motor ciclo Otto	21
Figura 2-4. Diagrama P-V real de motor ciclo Otto	23
Figura 2-5. Rendimento térmico indicado de Otto em função da carga	26
Figura 2-6. Rendimento térmico indicado de Otto em função da taxa de compressão	27
Figura 2-7. Diagrama P-V do ciclo Miller teórico	28
Figura 2-8. Comparativo entre comando convencional, <i>EIVC</i> e <i>LIVC</i>	29
Figura 2-9. Diagrama P-V do ciclo Miller com <i>LIVC</i>	30
Figura 2-10. Diagrama P-V do ciclo Miller com <i>EIVC</i>	30
Figura 2-11. Variação de ε_{ef} com <i>IVC</i>	32
Figura 2-12. Relação entre eficiência térmica e relação de expansão do ciclo Miller com diferentes taxas de compressão geométricas	34
Figura 2-13. Representação de um sistema de válvulas convencional	36
Figura 2-14. Perfil de elevação de válvulas característico de sistemas convencionais	37
Figura 2-15. Sistema <i>VVT-i</i> da Toyota	39
Figura 2-16. Representação de perfis de elevação de sistemas <i>cam-phasing VVT</i>	40
Figura 2-17. Motor Honda equipado com sistema <i>VTEC</i>	40
Figura 2-18. Esquema de funcionamento do <i>VTEC</i>	41

Figura 2-19. Perfil de elevação característico de sistemas <i>cam-changing VVT</i>	42
Figura 2-20. Motor Honda equipado com sistema <i>i-VETC</i>	42
Figura 2-21. Perfil de elevação típico de sistemas <i>cam-phasing + cam-changing VVT</i>	43
Figura 2-22. Esquema de funcionamento do sistema <i>Valvetronic</i>	44
Figura 2-23. Representação dos perfis de elevação gerados pelo sistema <i>Valvetronic</i>	45
Figura 2-24. Esquema de funcionamento do sistema <i>Valvematic</i> da Toyota	46
Figura 2-25. Esquema de funcionamento do sistema <i>Multiair</i>	47
Figura 2-26. Perfis de elevação gerados pelo sistema <i>Multiair</i>	48
Figura 2-27. Sistema <i>FVVA</i> desenvolvido pela Koenigsegg	49
Figura 2-28. Perfil de elevação típico de sistemas <i>FVVA</i>	49
Figura 2-29. Motor do Qoros 3 equipado com sistema <i>FreeValve</i>	50
Figura 2-30. Comparativo entre os cabeçotes do Qoros 3	51
Figura 2-31. Parâmetros geométricos de uma válvula	52
Figura 2-32. Representação dos três estágios de abertura da válvula	53
Figura 2-33. Representação da área de escoamento em relação ao ângulo de manivela	54
Figura 3-1. Perfil de elevação do comando convencional	62
Figura 3-2. Perfil de elevação – sistema <i>camless</i> (com $N = 4000 \text{ rpm}$)	63
Figura 3-3. Comparação entre perfis de elevação (com $N = 4000 \text{ rpm}$)	64
Figura 4-1. Diagrama P-V de <i>EIVO</i> ($IVO = -89^\circ$)	66
Figura 4-2. Diagrama $\log P - \log V$ de <i>EIVO</i> ($IVO = -89^\circ$)	67

Figura 4-3. Diagrama P-V de <i>LIVO</i> ($IVO = 75^\circ$)	67
Figura 4-4. Diagrama log P - log V de <i>LIVO</i> ($IVO = 75^\circ$)	68
Figura 4-5. Diagrama P-V de <i>EIVC</i> ($IVC = 98^\circ$)	68
Figura 4-6. Diagrama log P - log V de <i>EIVC</i> ($IVC = 98^\circ$)	69
Figura 4-7. Diagrama P-V de <i>LIVC</i> ($IVC = 328^\circ$)	69
Figura 4-8. Diagrama log P - log V de <i>LIVC</i> ($IVC = 328^\circ$)	70
Figura 4-9. Diagrama P-V comando convencional	70
Figura 4-10. Diagrama log P - log V comando convencional	71
Figura 4-11. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,2)	72
Figura 4-12. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,3)	73
Figura 4-13. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,4)	73
Figura 4-14. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,5)	74
Figura 4-15. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,6)	74
Figura 4-16. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,2)	77
Figura 4-17. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,3)	78
Figura 4-18. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,4)	78
Figura 4-19. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,5)	79
Figura 4-20. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,6)	79
Figura 4-21. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (1500 rpm)	80
Figura 4-22. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (2000 rpm)	81
Figura 4-23. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (2500 rpm)	81
Figura 4-24. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (3000 rpm)	82
Figura 4-25. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (3500 rpm)	82

Figura 4-26. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (4000 rpm)	83
Figura 4-27. Fluxo mássico através das válvulas – EIVO (IVO = 631°)	84
Figura 4-28. Fluxo mássico através das válvulas – LIVO (IVO = 75°)	84
Figura 4-29. Fluxo mássico através das válvulas – EIVC (IVC = 98°)	85
Figura 4-30. Fluxo mássico através das válvulas – LIVC (IVC = 328°)	85
Figura 4-31. Fluxo mássico através das válvulas - comando convencional	86

Lista de Tabelas

Tabela 3.1. Parâmetros de entrada constantes	57
Tabela 3.2. Resultados - sistema convencional	60
Tabela 3.3. Resultados - sistema <i>camless</i>	61

Nomenclaturas

Letras Latinas

S	Curso do pistão	[m]
V₁	Volume total do cilindro	[m ³]
V₂	Volume morto	[m ³]
D	Diâmetro do cilindro	[m]
Ap	Área da cabeça do pistão	[m ²]
Vc	Volume da câmara de combustão	[m ³]
Vcc	Volume deslocado	[m ³]
l	Comprimento da biela	[m]
a	Raio da manivela	[m]

s	Distância entre manivela e pistão	[m]
Vd	Volume instantâneo do cilindro	[m ³]
W_i	Trabalho indicado por ciclo	[kJ]
Ẃ_i	Potência indicada	[kW]
N	Rotação do motor	[rpm]
z	Número de cilindros do motor	
x	Parâmetro de correção - 2T e 4T	
Ẃ_f	Potência de atrito	[kW]
T_e	Torque efetivo do motor	[kN.m]
Ẃ_e	Potência efetiva do motor	[kW]
m_c	Vazão mássica de combustível	[kg/s]
m_a	Vazão mássica de ar admitida no cilindro	[kg/s]
m_a	Massa de ar admitida no cilindro	[kg]
F	Relação combustível-ar	
m_{ao}	Vazão mássica de ar possível nas condições ambientes	[kg/s]
p₀	Pressão ambiente	[Pa]
T₀	Temperatura ambiente	[K]
R	Constante universal dos gases ideais	[J/(kg.K)]
W_{i,bruto}	Trabalho indicado bruto	[kJ]
W_{i,líqu}	Trabalho indicado líquido	[kJ]
W_b	Trabalho de bombeamento	[kJ]
P_{admissão}	Pressão no interior do cilindro durante a admissão	[kPa]

$P_{exaustão}$	Pressão no interior do cilindro durante a exaustão	[kPa]
p_{atm}	Pressão atmosférica	[kPa]
$W_{i,liq,Otto,max}$	Trabalho indicado líquido máximo para ciclo Otto	[kJ]
C_D	Coeficiente de descarga	
\dot{m}	Fluxo mássico de ar através das válvulas	[kg/s]
p_0	Pressão de estagnação a montante do escoamento	[kPa]
T_0	Temperatura de estagnação a montante do escoamento	[K]
p_T	Pressão estática a jusante do escoamento	[kPa]
A_R	Área de referência	[m ²]
T_r	Temperatura dos reagentes	[K]
m_r	Massa dos reagentes	[kg]
V_r	Volume dos reagentes	[m ³]
c_p	Calor específico do ar a pressão constante	[kJ/(kg.K)]
c_v	Calor específico do ar a volume constante	[kJ/(kg.K)]
m_p	Massa dos produtos	[kg]
T_p	Temperatura dos produtos	[K]
T_w	Temperatura de parede do cilindro	[K]
A_i	Área instantânea	[m ²]

Letras Gregas

κ	Razão curso-diâmetro do pistão	
θ	Posição angular da manivela	[°]

η_i	Rendimento térmico indicado	
η_m	Rendimento mecânico	
η_e	Rendimento térmico efetivo	
η_v	Rendimento térmico volumétrico	
$\rho_{a,0}$	Densidade do ar nas condições ambientes	[kg/m ³]
τ	Razão de pressões	
ε_g	Taxa de compressão geométrica	
γ	Razão de calores específicos	
ε_{ef}	Taxa de compressão efetiva	
σ	Relação de expansão	
$\Delta\theta_b$	Duração da combustão	[°]

Abreviações

ICE	Ignição por centelha
ICO	Ignição por compressão
4T	Quatro tempos
2T	Dois tempos
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
TC	<i>Top center</i> – equivalente a PMS
BC	<i>Bottom center</i> – equivalente a PMI
rpm	Rotações por minuto
IVO	<i>Intake valve opening</i>

IVC	<i>Intake valve closing</i>
EIVO	<i>Early intake valve opening</i>
LIVO	<i>Late intake valve opening</i>
EIVC	<i>Early intake valve closing</i>
LIVC	<i>Late intake valve closing</i>
EVO	<i>Exhaust valve opening</i>
EVC	<i>Exhaust valve closing</i>
VVT	<i>Variable valve timing</i>
CVVL	<i>Continuous variable valve lift</i>
Evc	<i>Electrohydraulic valve control</i>
FVVA	<i>Fully variable valve actuation</i>
CA	Consumo absoluto de combustível
CE	Consumo específico de combustível

Siglas

LMB	Laboratório de Motores a Biocombustíveis da Universidade Estadual de Campinas
------------	---

1. Introdução

O aumento da conscientização ambiental tem levado a maioria dos países a enrijecerem suas legislações ambientais. Uma das indústrias afetadas por requisitos mais restritivos é a automobilística. Na cidade de São Paulo, por exemplo, os automóveis são responsáveis por 72,6% das emissões de gases efeito estufa [1]. Com isso, o aumento de rendimento energético bem como a redução de poluentes tem ocupado lugar de destaque no projeto de motores de combustão interna. Uma das maneiras mais efetivas de se obter tanto aumento de rendimento como redução de poluentes é pela otimização do *timing* das válvulas. O principal objetivo desse trabalho é possibilitar a comparação entre diferentes estratégias de válvulas e seu respectivo impacto no desempenho do motor.

Primeiramente foi realizada uma revisão bibliográfica acerca de motores de combustão interna. Nela foram abordados os temas centrais que são necessários ao entendimento dos conceitos envolvidos nesse trabalho, a saber: classificação dos motores, propriedades geométricas de motores alternativos, relações cinemáticas, parâmetros de desempenho, métodos de controle de potência, ciclos de operação, sistemas de válvulas e fluxo através das válvulas.

Na sequência, foi descrita a metodologia empregada para a simulação computacional, bem como a rotina computacional que foi utilizada. Descreve-se, por exemplo, os dados de entrada e de saída do programa e as estratégias de válvula simuladas.

No penúltimo capítulo apresentam-se os resultados obtidos para cada estratégia de válvula. Os resultados são discutidos de acordo com os conceitos demonstrados ao longo da revisão bibliográfica.

Por fim, são apresentadas as principais conclusões obtidas acerca do tema proposto. No capítulo em questão também são feitas as considerações finais do trabalho.

2. Revisão bibliográfica de motores ICE

Segundo Heywood (1988), o propósito dos motores de combustão interna é a produção de potência mecânica pela energia química contida no combustível. Nos motores de combustão interna, diferentemente dos motores de combustão externa, a energia é liberada pela queima ou oxidação do combustível no interior do motor. A mistura ar-combustível antes da combustão e os produtos após a combustão são os fluidos de trabalho. A transferência de trabalho que provê a potência de saída desejada ocorre diretamente entre os fluidos de trabalho e os componentes internos do motor.

Ainda segundo Heywood (1988), as turbinas a gás são, por definição, “motores de combustão interna”. Os motores rotativos do tipo Wankel também se enquadram na classe de combustão interna. Porém, convencionalmente se usa o termo de motor de combustão interna apenas para motores alternativos de ignição por centelha e por compressão. Por conta de sua simplicidade, robustez e alta relação potência/peso, esses dois últimos tipos de motores encontraram larga aplicação em meios de transporte (terra, água e ar) e em geração de potência.

2.1. Classificação – motores de combustão interna

Segundo Brunetti (2012), há 11 características nas quais se pode dividir os motores alternativos de combustão interna. Nesse sentido, pode-se classificar esses motores quanto: à ignição, ao número de tempos por ciclo de operação, à alimentação de combustível, à disposição dos órgãos internos, ao sistema de arrefecimento, às válvulas, à alimentação de ar, à relação entre o diâmetro e o curso do pistão, à rotação, à fase do combustível e à eficiência específica.

Entre as 11 descritas, apenas 3 são relevantes para o entendimento deste trabalho: ignição, tempos de operação por ciclo e alimentação de ar. Dessa forma, apresenta-se, a seguir, uma breve revisão dessas 3 classificações.

- **Quanto aos tempos por ciclo de operação:** Os motores de combustão interna operam em etapas denominadas de “tempos”. Há duas classificações quanto às etapas de funcionamento: 4 tempos (4T) e 2 tempos (2T).

Nos motores 4T há 4 etapas mecânicas de funcionamento: admissão, compressão, combustão/expansão e escape. Do ponto de vista termodinâmico, porém, as etapas de combustão e expansão são distintas, somando 5 etapas termodinâmicas.

Os motores 2T operam com apenas 2 etapas mecânicas que são resultado da sobreposição das 4 etapas dos motores 4T. Termodinamicamente, porém, ocorrem as mesmas 5 etapas descritas para os 4T.

- **Quanto à ignição:** Segundo Turns (1996), a combustão é a oxidação exotérmica rápida de um combustível. Para que o combustível reaja com o oxigênio do ar necessita-se de algum agente que provoque o início da reação.

Dessa forma, há duas classes de motores em relação ao agente de ignição: os motores de ignição por compressão (ICO) e os de ignição por centelha (ICE). Nos motores ICO as altas temperaturas e pressões envolvidas na etapa de compressão criam as condições ideais para a autoignição do combustível. Por outro lado, nos motores ICE, a combustão tem início quando a vela de ignição gera a centelha.

- **Quanto à alimentação de ar:** A forma de alimentação diz respeito ao processo responsável por admitir o ar atmosférico para dentro do cilindro. Os motores ICE podem ser de aspiração natural ou sobrealimentado.

Em motores de aspiração natural, o gradiente de pressão criado pelo deslocamento do pistão promove um fluxo de ar para dentro do cilindro. Dessa forma, a pressão do ar admitido no interior do cilindro é sempre inferior à atmosférica no período de admissão.

Quando o motor conta com um sistema de sobrealimentação (compressores mecânicos ou turbocompressores) o ar atmosférico é pressurizado e comprimido para dentro do cilindro com uma pressão superior à atmosférica.

O motor simulado computacionalmente neste trabalho é de combustão interna, com ignição por centelha, opera em 4 tempos e possui aspiração natural de ar.

2.2. Propriedades geométricas de motores alternativos

A seguir serão apresentados parâmetros que definem a geometria básica de um motor alternativo. A Figura 2-1 representa algumas relações geométricas presentes nos motores:

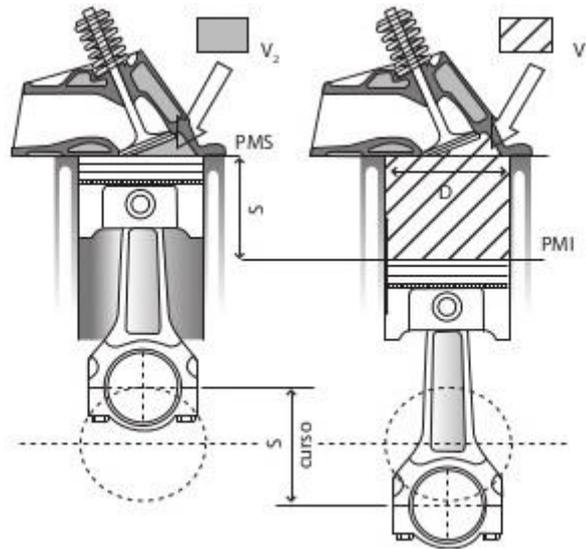


Figura 2-1. Parâmetros geométricos de um motor ICE.

Fonte: Brunetti (2012).

A seguir tem-se a descrição das nomenclaturas e relações geométricas presentes na Figura 2-1:

- PMS = Ponto morto superior – é o limite superior que o pistão alcança ao se aproximar do cabeçote;
- PMI = Ponto morto inferior – é o limite inferior que o pistão alcança ao se afastar do cabeçote;
- S = Curso do pistão (em m) – é a distância percorrida pelo pistão quando se desloca de um limite para outro;
- $V_1 = V_{PMI}$ = Volume total (em m^3) – é o volume compreendido entre a cabeça do pistão e o cabeçote quando o pistão está no *PMI*;
- $V_2 = V_{PMS}$ = Volume morto (ou volume da câmara de combustão – em cm^3) – é o volume compreendido entre a cabeça do pistão e o cabeçote quando o pistão está no *PMS*;
- D = Diâmetro dos cilindros do motor (em m);
- A_p = Área da cabeça do pistão (em m^2) e é calculado por:

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.1)$$

- V_c = Volume da câmara de combustão (em m^3) e, por definição é igual ao volume no *PMS*:

$$V_c = V_{PMS} \quad (2.2)$$

- V_{cc} = Volume deslocado ou cilindrada (em m^3) – é o volume total deslocado (por cilindro) a cada ciclo de operação de um motor:

$$V_{cc} = V_{PMI} - V_{PMS} = \pi \frac{D^2}{4} S \quad (2.3)$$

- ε_g = Taxa de compressão geométrica e é dada por:

$$\varepsilon_g = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{CC} + V_C}{V_C} \quad (2.4)$$

- κ = Razão curso – diâmetro do pistão, onde:

$$\kappa = \frac{S}{D} \quad (2.5)$$

2.3. Relações cinemáticas

Para melhor compreensão do funcionamento de um motor, bem como da interação de seus componentes internos se faz necessária uma breve revisão acerca das relações cinemáticas presentes em motores ICE. A Fig. 2-2 retrata os parâmetros principais para a análise cinemática de um motor.

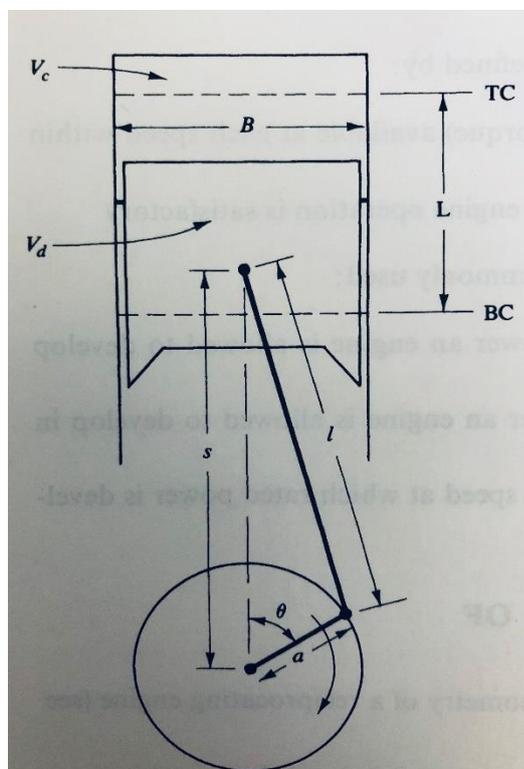


Figura 2-2. Parâmetros para análise cinemática de motores ICE.

Fonte: Heywood (1988).

Os termos utilizados na Fig. 2-2 são, respectivamente: l = comprimento da biela, a = raio da manivela, L = distância entre PMS (*TC – top center*) e PMI (*BC – bottom center*), $B = D$ = diâmetro do cilindro, θ = posição angular da manivela, V_c = volume morto ou volume da câmara de combustão, V_d = volume no interior do cilindro na posição angular θ .

O parâmetro s é a distância entre o eixo da manivela e o pino do pistão e é dado por:

$$s(\theta) = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (2.6)$$

Dessa forma, pode-se escrever o volume instantâneo do cilindro, V_d , como sendo:

$$V_d(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} [l + a - s(\theta)] \quad (2.7)$$

2.4. Parâmetros de desempenho do motor

A caracterização do desempenho de um motor ICE leva em conta diversos parâmetros, entre eles:

- W_i = Trabalho indicado por ciclo (em kJ) – corresponde ao trabalho exercido pelos gases de combustão sobre o trem de potência do motor (pistão, biela, virabrequim) a cada ciclo e é igual à área do diagrama P-V:

$$W_i = \oint p \cdot dV \quad (2.8)$$

- \dot{W}_i = Potência indicada (em kW). Segundo Brunetti (2012), a potência indicada é aquela desenvolvida pelo ciclo termodinâmico do fluido de trabalho. Ela corresponde à potência exercida pelos gases sobre o trem de potência do motor e é descrita como:

$$\dot{W}_i = W_i \frac{N z}{60 x} \quad (2.9)$$

onde N = rotação do motor (em *rpm*), z = número de cilindros do motor e $x = 1$ (para motores 2 tempos) ou 2 (para motores 4 tempos).

- \dot{W}_f = Potência de atrito (em *kW*). Ela leva em conta toda perda de potência associada aos atritos entre componentes e ao acionamento de sistemas auxiliares (bomba de água, bomba de óleo, alternador, etc).

- T_e = torque efetivo do motor (em *kN.m*). Ele corresponde ao torque efetivamente realizado pelo motor em seu eixo de saída.

- \dot{W}_e = potência efetiva do motor (em *kW*). É a potência medida diretamente no eixo de saída do motor, onde:

$$\dot{W}_e = \dot{W}_i - \dot{W}_f = \frac{2\pi N}{60} T_e \quad (2.10)$$

- η_i = Rendimento térmico indicado. Este parâmetro relaciona a potência indicada do motor com a energia liberada na combustão:

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (2.11)$$

onde PCI = poder calorífico inferior do combustível (em *kJ/kg*) e \dot{m}_c = vazão mássica de combustível (em *kg/s*). Dessa forma, η_i mede a capacidade do motor em converter a energia que lhe é fornecida pelo combustível em potência útil exercida sobre o conjunto mecânico.

- η_m = Rendimento mecânico. Ele mede a eficiência do conjunto mecânico do motor, relacionando as potências efetiva e indicada para explicitar a perda percentual de rendimento relacionada à potência de atrito:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i} \quad (2.12)$$

- CE = Consumo específico de combustível $\left(\frac{g}{kWh}\right)$. Esse parâmetro mede a relação entre o fluxo mássico de combustível requerido e a potência efetiva gerada pelo motor:

$$CE = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot \dot{m}_c}{W_e} \quad (2.13)$$

onde o termo $3,6 \cdot 10^6$ é relativo ao ajuste de unidades do CE . Dessa forma, o CE calcula o “custo” da potência do motor e é inversamente proporcional ao seu rendimento efetivo.

- η_e = Rendimento térmico efetivo, e indica o quão eficiente o motor é para converter a energia química fornecida em potência de eixo:

$$\eta_e = \frac{W_e}{\dot{m}_c \cdot PCI} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{CE \cdot PCI} \quad (2.14)$$

Dessa maneira, η_e leva em conta tanto o rendimento indicado como o rendimento mecânico e, portanto, a equação (2.14) pode ser reescrita como:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_i}{\dot{m}_c \cdot PCI} \frac{W_e}{\dot{W}_i} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.15)$$

- η_v = Rendimento volumétrico: relaciona a massa de ar admitida com a massa que “caberia” no cilindro nas condições ambientes. Dessa forma, Heywood (1988) descreve η_v como:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,0} \cdot V_d} = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,0} \cdot V_d \cdot N} \quad (2.16)$$

Onde $\rho_{a,0}$ = densidade do ar ambiente (em kg/m^3), \dot{m}_a é a vazão mássica de ar (em kg/s) admitida no cilindro e V_d é a cilindrada geométrica (em m^3) e N = rotação do motor (em rps). Segundo Brunetti (2012), a eficiência volumétrica

representa a eficiência de enchimento do cilindro em relação àquilo que poderia ser admitido com a mesma massa específica do ambiente circundante.

Finalmente, pode-se escrever a expressão geral da potência de efetiva do motor como:

$$\dot{W}_e = \eta_e \cdot \dot{m}_c \cdot PCI = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \dot{m}_c \cdot PCI \quad (2.17)$$

Definindo F como a relação combustível-ar, onde:

$$F = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (2.18)$$

é possível reescrever a expressão (2.17) como:

$$\dot{W}_e = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \dot{m}_{ao} \cdot F \cdot PCI \quad (2.19)$$

A vazão mássica de ar que seria possível nas condições ambientes (\dot{m}_{ao}), pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{ao} = \rho_{a,0} \cdot \dot{V} = \frac{p_0}{RT_0} \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot z}{4} \frac{N}{60x} \quad (2.20)$$

onde p_0 = pressão ambiente (em Pa), T_0 = temperatura ambiente (em K), $R = 287 J/(kg \cdot K)$, S = curso do pistão (em m), z = número de cilindros do motor e $x = 1$ (para motores 2 tempos) ou 2 (para motores 4 tempos).

Substituindo-se a equação (2.20) na equação (2.19) é possível obter a relação completa entre a potência efetiva do motor e os demais parâmetros:

$$\dot{W}_e = \frac{p_0}{RT_0} \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot z}{4} \frac{N}{60x} \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot F \cdot PCI \quad (2.21)$$

De acordo com a equação (2.21) pode-se concluir que a potência depende das condições ambientes, da rotação, das dimensões do motor, da relação combustível-ar, do número de tempos do motor e dos rendimentos indicado, mecânico e volumétrico.

2.5. Ciclos de operação

Graças ao avanço de gerenciamento eletrônico do sistema de injeção de combustível, a maioria dos motores automobilísticos possui plena liberdade de ajuste sobre alguns parâmetros de funcionamento, como: tempo de injeção de combustível, avanço de ignição, vazão de combustível, entre outros. Isso possibilita que o motor seja capaz de garantir sempre o melhor rendimento de acordo com a demanda do motorista.

Há outros parâmetros, porém, que esses motores não podem ajustar para otimizar seu rendimento. Entre eles, pode-se citar: ângulos de abertura e fechamento das válvulas, elevação das válvulas e taxa de compressão efetiva. Uma vez que o motor está montado, esses parâmetros não podem ser alterados por causa da natureza mecânica de seus componentes (salvo raras exceções que serão descritas no item 2.7).

Um dos parâmetros citados acima, a posição angular de fechamento das válvulas de admissão, é a principal diferença entre os ciclos de operação Otto e Miller. A seguir serão detalhados os princípios de funcionamento de cada um desses ciclos.

2.5.1. Ciclo Otto

Em um motor que opera baseado no conceito do ciclo Otto ideal, cada uma das quatro etapas de operação corresponde a um deslocamento de aproximadamente 180° no virabrequim. Vale ressaltar a duração das etapas é determinada pelos ângulos de abertura e fechamento das válvulas.

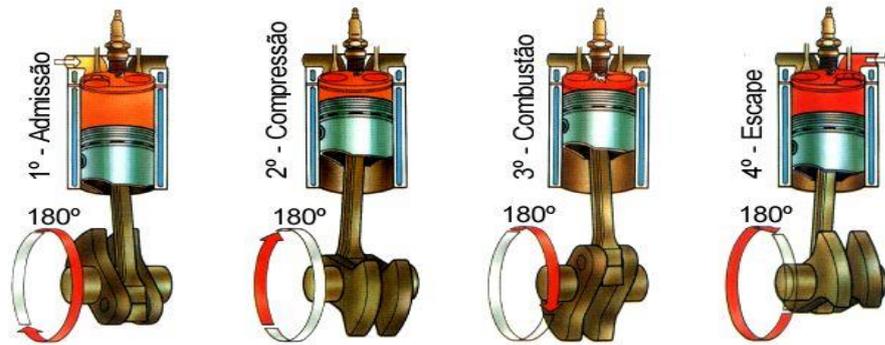


Figura 2-3. Esquema de funcionamento de um motor ciclo Otto [2].

Tempo de admissão: O pistão desloca-se do PMS ao PMI. Nesse movimento o pistão dá origem a uma sucção (depressão) que causa um fluxo de gases através da válvula de admissão que se encontra aberta. O cilindro é preenchido com uma mistura combustível-ar. Essa etapa corresponde a um deslocamento angular de 180° no virabrequim.

Tempo de compressão: Fecha-se a válvula de admissão e o pistão se desloca do PMI ao PMS, comprimindo a mistura admitida. Essa etapa corresponde a um deslocamento angular de 180° no virabrequim.

Tempo de combustão e expansão: Nas proximidades do PMS, a faísca é liberada pela vela e provoca a combustão da mistura comprimida. A combustão provoca um grande aumento da pressão, o que permite “empurrar” o pistão para o PMI, de tal forma que o fluido de trabalho sofre um processo de expansão. Essa é a etapa que realiza o trabalho positivo do motor e também corresponde a um deslocamento angular de 180° no virabrequim.

Tempo de escape: Na última etapa do ciclo, a válvula de escape é aberta e o pistão desloca-se do PMI ao PMS, “empurrando” os gases queimados para fora do cilindro. Analogamente às outras etapas, o deslocamento angular correspondente ao tempo de escape é de 180° . Isso significa que a cada ciclo realizado em um motor a 4 tempos, o virabrequim desloca-se 720° .

Observação: Na maioria dos casos práticos, a válvula de escape começa a se abrir ligeiramente antes do pistão chegar no PMI (tipicamente entre 40° e 60°). Isso faz com que o tempo de escape ocorra em duas etapas. A primeira é o escape espontâneo ou *blowdown* (HEYWOOD, 1988). Nesse contexto, ao se abrir a válvula, os gases queimados são expulsos pelo gradiente de pressão entre o cilindro e o sistema de exaustão. Após chegar no PMI, o pistão realiza a segunda etapa da exaustão que é a limpeza do cilindro através do seu movimento de subida até o PMS.

Para motores naturalmente aspirados que operam em ciclo Otto, o processo de admissão corresponde a um trabalho negativo de bombeamento do ar atmosférico para dentro do cilindro. Em cargas parciais, esse trabalho é ainda maior, porque o fluxo sofre restrição da válvula borboleta.

Para cargas altas e baixa *rpm*, o fenômeno de detonação é um limitante para o rendimento térmico desses motores; demandando taxas de compressão menores. Dessa forma, pode-se concluir que motores ciclo Otto possuem restrições de rendimento tanto em cargas parciais como em cargas elevadas.

A seguir se analisará as relações da carga de operação e da taxa de compressão com a eficiência térmica dos motores ciclo Otto naturalmente aspirados. Primeiramente, é necessário caracterizar o funcionamento real de um motor ciclo Otto naturalmente aspirado.

Segundo Heywood (1988), os valores de pressão do gás no interior do cilindro ao longo do ciclo de operação do motor podem ser usados para o cálculo da transferência de trabalho do gás para o pistão. A pressão no interior do cilindro e o respectivo volume do cilindro durante o ciclo do motor podem ser plotados em um diagrama P-V.

Na Figura 2-4 tem-se uma representação didática do diagrama P-V típico de um motor ciclo Otto naturalmente aspirado.

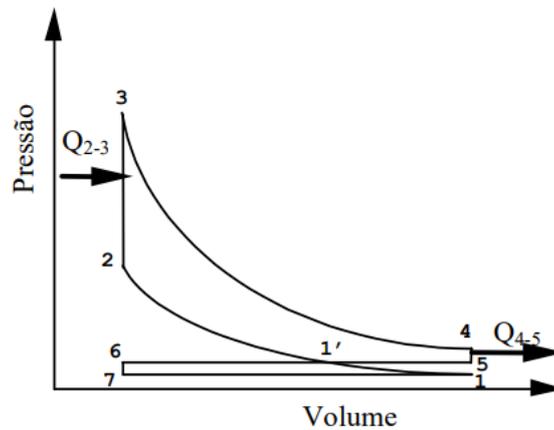


Figura 2-4. Diagrama P-V representativo do ciclo Otto.
Fonte: Ribeiro e Martins (2007).

O ponto 1 indica o fim da admissão e início da etapa de compressão (marcados pelo fechamento da válvula de admissão). O ponto 2 marca o fim da compressão e subsequente início da combustão (representando o momento em que ocorre a ignição). O ponto 3 indica o fim da combustão e o início da expansão. O ponto 4 marca o fim da expansão e o início da exaustão (momento em que a válvula de escape se abre). A primeira etapa da exaustão (*blowdown*) é o escape espontâneo dos gases entre os pontos 4 e 5. A segunda etapa da exaustão é a remoção forçada de mais uma parcela dos gases e ocorre entre 5 e 6 com a “subida” do pistão do PMI para o PMS (ainda com a válvula de escape aberta e a de admissão fechada). A partir do ponto 6, a válvula de admissão se abre e permanece aberta até o ponto 1. Como a pressão no interior do cilindro é maior que a pressão no coletor de admissão, há um fluxo reverso de gases do cilindro para o coletor, fazendo com que a pressão do cilindro se iguale à do coletor no ponto 7. Entre os pontos 1 e 7 o pistão “desce” do PMS ao PMI, gerando um gradiente de pressão no cilindro que suga os gases do coletor para dentro do cilindro.

O trabalho indicado por ciclo (W_i) é obtido integrando-se a curva para obter sua área interna no diagrama P-V. Conforme já descrito no item 2.4, pode-se calcular o W_i pela equação (2.8).

Por definição, o W_i pode ser bruto ou líquido. O trabalho indicado bruto ($W_{i,bruto}$) leva em consideração apenas a área 1'-2-3-4-5-1', que corresponde ao trabalho realizado sobre o pistão somente nas etapas de compressão e expansão.

O trabalho indicado líquido ($W_{i,líq}$), por sua vez, contabiliza tanto a área 1'-2-3-4-5-1' como a área 1'-6-7-1-1' da curva. A última área corresponde à transferência de trabalho entre o pistão e os gases durante a admissão e é chamada de trabalho de bombeamento (W_b). Nota-se que o sentido de avanço do ciclo na primeira área é horário, correspondendo a um trabalho positivo, e anti-horário na segunda área, correspondendo ao trabalho negativo de bombeamento. Heywood (1988) descreve a equação ideal do trabalho de bombeamento como:

$$W_b = (P_{admissão} - P_{exaustão})(V_{max} - V_{min}) \quad (2.22)$$

Como a pressão durante a admissão é menor que a pressão durante a exaustão (situação característica de motores ciclo Otto naturalmente aspirados), o trabalho de bombeamento é exercido sobre os gases e, portanto, negativo.

Anderson *et al.* (1998) conduziu análises relativas à primeira e à segunda lei da Termodinâmica comparando um mesmo motor de ignição por centelha operando em cargas parciais com ciclo Otto e com ciclo Miller (utilizando *LIVC*). A análise da primeira lei revelou que o ciclo Miller possibilita um aumento de 6,3% na eficiência térmica indicada e essas melhorias são, a princípio, graças a reduções de perdas por bombeamento e de trabalho de compressão. A análise da segunda lei mostrou que o processo de aceleração do ciclo Otto (por válvula de restrição) destrói mais de 3% da disponibilidade de combustível e que a pressão mais elevada no coletor de admissão (com *LIVC*) leva a uma notável vantagem termomecânica em relação ao motor de aceleração convencional.

Como descrito no item 2.4, a equação (2.11) descreve o rendimento térmico indicado de um motor ICE:

$$\eta_i = \frac{W_i}{\dot{m}_c.PCI} = \frac{W_i}{m_c.PCI} \quad (2.11)$$

Utilizando a representação indicial da Figura 2-4, Ribeiro e Martins (2007) descrevem a seguinte equação para calcular o trabalho líquido indicado de um motor ciclo Otto:

$$W_{i,l\acute{i}q,Otto} = \frac{p_1.V_1}{\gamma-1} (\tau - 1)(\varepsilon_g^{\gamma-1} - 1) - V_1(p_0 - p_1) \frac{\varepsilon_g^{-1}}{\varepsilon_g} \quad (2.23)$$

onde $\tau = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}$; $p_3 = \tau \cdot p_1 \cdot \varepsilon_g^\gamma$; $p_0 = p_{atm}$; $\varepsilon_g = \frac{V_{max}}{V_{min}}$; $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$.

Dessa forma, pode-se escrever a equação do rendimento térmico indicado para o ciclo Otto:

$$\eta_{i,Otto} = \frac{W_{i,l\acute{i}q,Otto}}{m_c.PCI} \quad (2.24)$$

Como o trabalho máximo ($W_{i,l\acute{i}q,Otto,max}$) em um motor naturalmente aspirado é produzido para pressão atmosférica ($p_1 = p_0$), Ribeiro e Martins (2007) descrevem a relação entre a razão de pressões ($\beta = \frac{p_0}{p_1}$) e a carga de operação $\left(\frac{W_{i,l\acute{i}q,Otto}}{W_{i,l\acute{i}q,Otto,max}}\right)$ como:

$$\frac{W_{i,l\acute{i}q,Otto}}{W_{i,l\acute{i}q,Otto,max}} = \frac{1}{\beta} - \frac{(\beta-1).(\varepsilon_g^{-1}).\varepsilon^\gamma}{\beta.B.(\varepsilon_g^{\gamma-1}-1)} \quad (2.25)$$

onde $B = \frac{m_c.PCI}{m_{ar}.R.T_1}$ (mantido constante, pois a mistura é estequiométrica). Dessa forma, pode-se representar a equação (2.24) como:

$$\eta_{i,Otto} = \frac{\frac{B}{\varepsilon_g^{\gamma-1}}(\varepsilon_g^{\gamma-1}-1) - (\beta-1)\frac{\varepsilon_g^{-1}}{\varepsilon_g}}{B} \quad (2.26)$$

Assim, é possível se obter a relação entre o rendimento térmico indicado e a carga de operação.

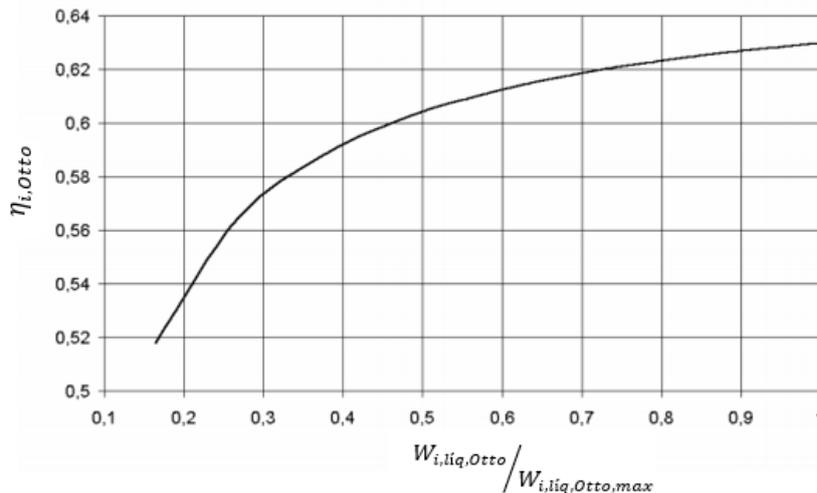


Figura 2-5. Rendimento térmico indicado de Otto em função da carga.
Fonte: Ribeiro e Martins (2007).

A Figura 2-5 apresenta a curva teórica da eficiência térmica indicada do ciclo Otto em relação à carga de operação para uma taxa de compressão geométrica $\varepsilon_g=12$. Fica clara, portanto, a influência negativa que o trabalho de bombeamento exerce sobre o rendimento indicado de um motor ciclo Otto.

Se em cargas parciais o rendimento de motores ciclo Otto é prejudicado pelo maior trabalho de bombeamento, em cargas altas e baixas rotações é limitado pela ocorrência de detonação. Para cessar a detonação, é necessário reduzir o avanço da ignição, prejudicando o desempenho do motor. Da mesma forma, a taxa de compressão também fica restrita pela detonação.

A respeito da relação entre eficiência térmica do motor ciclo Otto e a sua taxa de compressão (considerando as hipóteses de fluido de trabalho como gás ideal e C_p e C_v constantes) Heywood (1988) apresenta a seguinte equação:

$$\eta_{i,Otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (2.27)$$

Assim, utilizando $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$ e plotando $\eta_{i,Otto}$ versus ε , tem-se:

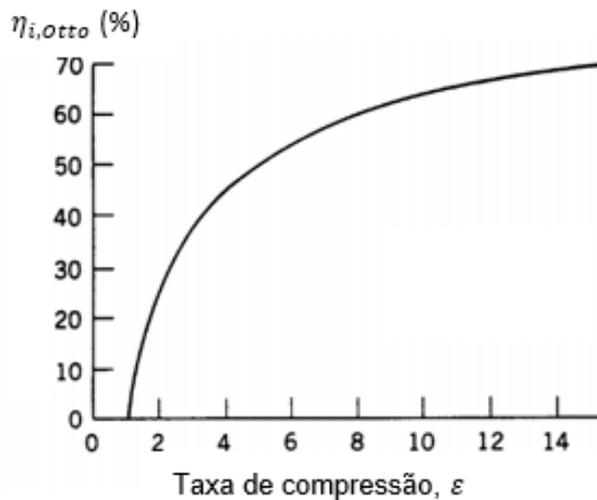


Figura 2-6. Rendimento térmico indicado de Otto em função da taxa de compressão [3].

Novamente, o resultado nos permite notar que, ao se limitar a taxa de compressão, eficiência térmica do motor é prejudicada.

2.5.2. Ciclo Miller

O ciclo Miller é uma idealização termodinâmica baseada no ciclo Otto. A diferença conceitual é que o ciclo Miller opera com uma sobre-expansão dos gases de combustão. Essa característica garante um melhor aproveitamento da energia contida nos gases ao fim da expansão.

“No instante de abertura da válvula de escape de um motor quatro tempos convencional a pressão dos gases no interior do cilindro é maior que a pressão de exaustão. Neste ponto do ciclo, a energia disponível dos gases do cilindro é então dissipada no processo de escape espontâneo (*blowdown*).

Uma expansão adicional no interior do cilindro aumentaria o trabalho indicado por ciclo [...]” (Heywood, 1988, p.183).

Martins (2006) representa essa possibilidade de aumento do trabalho indicado através de um diagrama P-V representativo do ciclo Miller teórico (Figura 2-7).

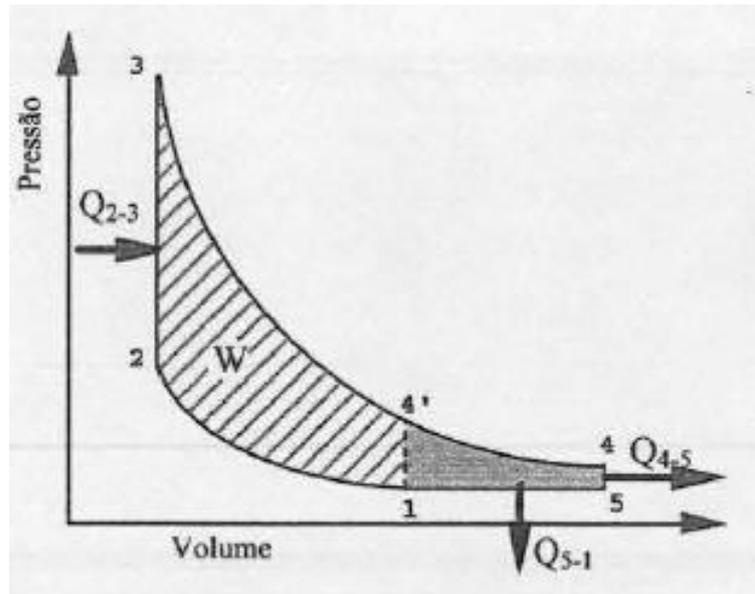


Figura 2-7. Diagrama P-V do ciclo Miller teórico.
Fonte: Martins (2006).

Martins (2006, p.47) define o método de controle de carga para o ciclo Miller. Ele afirma: “A variação da carga do ciclo de Miller consegue-se movendo o ponto 1 (do diagrama P-V) para a esquerda (diminuição) ou para a direita (aumento).” O ponto 1 corresponde ao fechamento das válvulas de admissão. Dessa forma, se for possível variar o ângulo de manivela em que o fechamento ocorre, a carga poderá ser variada sem a necessidade de uma válvula borboleta.

A área hachurada da Figura 2-7 corresponde ao trabalho que seria desenvolvido por um motor ciclo Otto com taxa de compressão geométrica (ϵ_g) igual à taxa de compressão efetiva (ϵ_{ef}) do ciclo Miller. A área cinzenta corresponde ao trabalho extra advindo da sobre-expansão dos gases de exaustão no ciclo Miller (MARTINS, 2006).

Há diversas maneiras de se obter uma expansão adicional no ciclo. A mais simples é pela variação do momento de fechamento das válvulas de admissão. O avanço é identificado como *EIVC* (*early intake valve closing*) e o atraso é identificado como *LIVC* (*late intake valve closing*). O valor de avanço/atraso corresponde à diferença, em termos do ângulo de manivela, entre a posição em que o pistão se encontra no PMI (no fim da admissão) e a posição em que a válvula de admissão começa a se fechar. O *EIVC* é o fechamento da válvula de admissão antes que o pistão atinja o PMI; enquanto o *LIVC* é o fechamento da válvula de admissão após o pistão já ter passado o PMI e estar se movendo para o PMS.

A Figura 2-8 apresenta a comparação entre três perfis de elevação de válvulas de admissão: o convencional (típico do ciclo Otto), o *EIVC* e o *LIVC*.

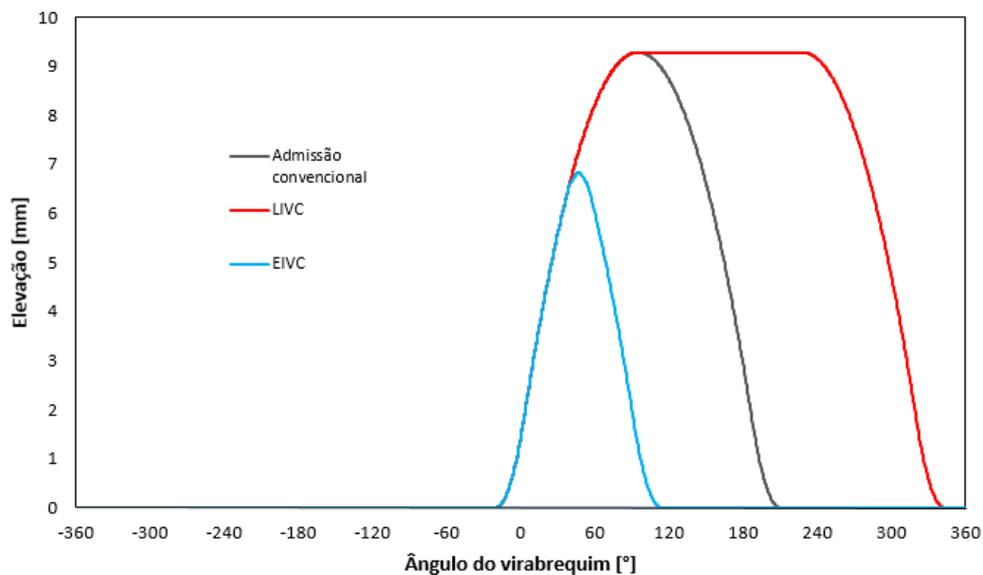


Figura 2-8. Comparativo entre comando convencional, *EIVC* e *LIVC*.
Fonte: O autor (2020).

As Figuras 2-9 e 2-10 apresentam os diagramas P-V teóricos para *LIVC* e *EIVC* respectivamente.

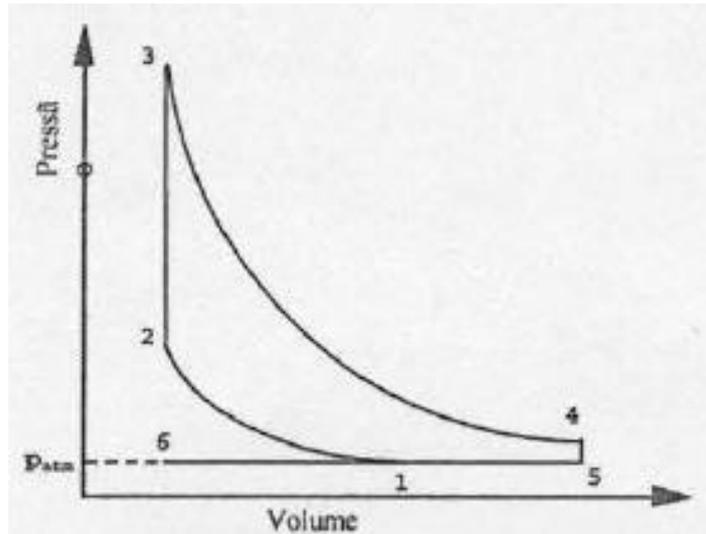


Figura 2-9. Diagrama P-V do ciclo Miller com LIVC.
Fonte: Martins (2006).

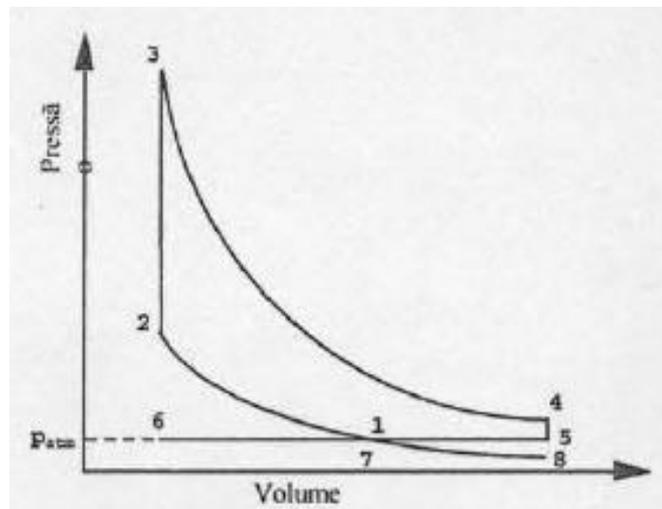


Figura 2-10. Diagrama P-V do ciclo Miller com EIVC.
Fonte: Martins (2006).

Em ambos os casos (*LIVC* e *EIVC*) a exaustão é realizada à mesma pressão que a admissão ($P_{admissão} = P_{exaustão} = P_{atm}$); fato característico do ciclo Miller teórico que justifica a ausência do trabalho de bombeamento. No item 2.6.1 descreveu-se a equação teórica do trabalho de bombeamento como:

$$W_b = (P_{admissão} - P_{exaustão})(V_{max} - V_{min}) \quad (2.22)$$

Dessa forma, como no ciclo Miller não há diferença de pressão entre admissão e exaustão, tem-se $W_b = 0$.

Os pontos 1, 2, 3, 4, 5 e 6 são análogos nas Figuras 2-9 e 2-10. As etapas do ciclo representadas por cada um desses pontos são: 1 - fim da admissão e início da compressão; 2 - fim da compressão e início da combustão (liberação da centelha); 3 - fim da combustão e início da expansão; 4 - fim da expansão e início da exaustão espontânea (abertura das válvulas de escape); 5 - fim da exaustão espontânea e início da exaustão forçada pelo pistão; 6 - fim da exaustão forçada e início da admissão. Resumindo: *LIVC* e *EIVC* apresentam diferença apenas na etapa de admissão.

Na admissão com *LIVC* (percurso 6-1-5-1 da Figura 2-9) as válvulas de admissão ficam abertas após o PMI (PMI corresponde ao ponto 5) e se fecham apenas no ponto 1, de forma que uma parcela do ar admitido retorna para o coletor de admissão ($V_5 - V_1$). O volume efetivamente admitido é, portanto, $V_1 - V_6$.

Na admissão com *EIVC* (percurso 6-7-8-1 da Figura 2-10) as válvulas de admissão são fechadas no ponto 7 (antes do PMI). Após o ponto 7, ocorre uma expansão até o ponto 8 (PMI) e subsequente compressão até o ponto 1, retornando à pressão de admissão ($P_1 = P_7$). Entre 7 e 8 não há fluxo de ar para dentro do cilindro. Dessa forma, o volume de ar efetivamente admitido é $V_1 - V_6$; resultado análogo ao caso de *LIVC*.

Ao se atrasar ou adiantar o fechamento das válvulas de admissão, portanto, reduz-se o volume de ar que efetivamente será comprimido. Com isso, a taxa de compressão efetiva (ε_{ef}) do motor também é reduzida. Como o percurso de expansão se mantém inalterado, tem-se que uma expansão maior que a compressão (em termos de deslocamento angular do virabrequim).

No item 2.6.1, demonstrou-se que a etapa de admissão no ciclo Otto corresponde a um deslocamento do virabrequim próximo a 180° , fazendo com que a taxa de compressão efetiva (ε_{ef}) seja praticamente igual à geométrica (ε_g). Por essa razão o ciclo Otto não apresenta sobre-expansão considerável

dos gases de combustão. Pelo diagrama P-V didático do ciclo Otto (Figura 2-4) pode-se notar que os deslocamentos volumétricos de admissão (7-1) e expansão (5-6) são iguais.

A taxa de compressão efetiva (ε_{ef}) corresponde à razão entre o volume instantâneo ($V_d(\theta)$), onde θ corresponde ao ângulo de fechamento das válvulas de admissão, e o volume da câmara de combustão (volume no PMS). Dessa forma, o cálculo de ε_{ef} é dado por:

$$\varepsilon_{ef} = \frac{V_{admitido}}{V_{PMS}} = \frac{V_d(\theta)}{V_{PMS}} \quad (2.28)$$

A Figura 2-11 apresenta a variação de ε_{ef} em relação ao ângulo de fechamento das válvulas de admissão (*IVC – intake valve closing*) para o motor simulado neste trabalho com taxa de compressão geométrica fixa ($\varepsilon_g = 12$):

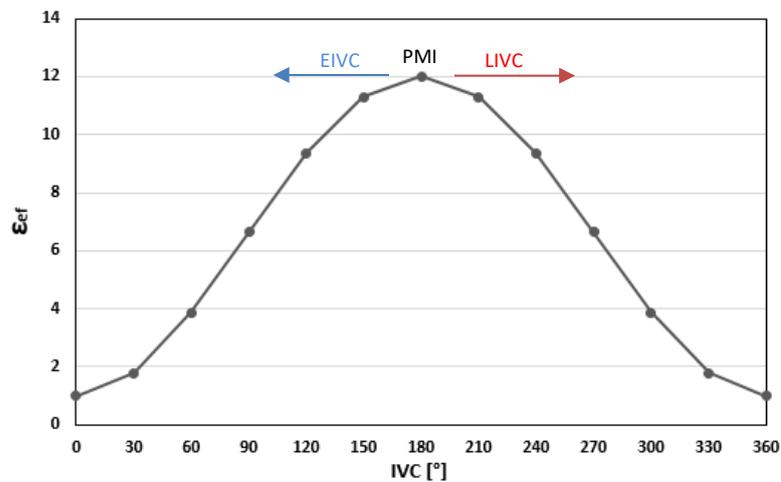


Figura 2-11. Variação de ε_{ef} com *IVC*.

Fonte: O autor (2020).

Li *et al.* (2013) analisou os efeitos do aumento da taxa de compressão sobre o consumo de combustível em um motor ICE sobrealimentado em carga baixa e carga alta. Ao elevar a taxa de compressão de 9,3 para 12,0, notou uma redução de 4,5% no consumo em carga baixa. Todavia, por tornar a detonação mais severa, a maior taxa de compressão fez com que o desempenho em carga alta fosse prejudicado pela intervenção eletrônica da

ECU para extinguir a detonação. Dessa forma, em carga alta, o motor apresentou um aumento de 2,2% no consumo. Ele conclui, portanto, afirmando que a detonação é uma das maiores limitações do aumento de eficiência térmica em motores ICE. Por outro lado, ao associar a taxa de compressão de 12,0 ao ciclo Miller com *LIVC*, houve redução de 6,9% no consumo de combustível em cargas altas (se comparado ao consumo com o sistema de válvulas original). Com *EIVC* e taxa de 12,0, o consumo em cargas elevadas foi 2% menor em cargas altas (se comparado ao consumo com o sistema de válvulas original). Li *et al.* (2013) também concluiu que a redução do trabalho de bombeamento é maior com *EIVC* que com *LIVC*.

Para caracterizar um motor de ciclo Miller, usa-se um parâmetro chamado relação de expansão (σ) (MARTINS, 2006). Como o próprio nome diz, σ indica a razão entre os volumes deslocados durante a expansão e durante a compressão. Esse parâmetro é unitário no ciclo Otto.

$$\sigma = \frac{V_{PMI}}{V_d(\theta)} = \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_{ef}} \quad (2.29)$$

A eficiência teórica de motores ciclo Miller pode ser descrita em função de σ . Quanto à construção física do motor, há duas possibilidades de se trabalhar com σ : a primeira é mantendo-se ε_{ef} fixa e variando-se ε_g pela variação do volume da câmara de combustão; a segunda consiste em manter ε_g fixa e variar ε_{ef} pelo acionamento das válvulas de admissão (MARTINS, 2006).

Apesar de a primeira estratégia garantir rendimentos melhores (ela permite que se mantenha ε_{ef} no limite da ocorrência de detonação, garantindo eficiências mais elevadas), ela requer alterações demasiadamente complexas na estrutura e nos componentes do motor, o que está fora do escopo desse trabalho. Dessa forma, apenas a segunda estratégia será analisada.

Segundo Martins (2006), o rendimento térmico do ciclo Miller (η_{Miller}) com ε_g fixa é descrito por:

$$\eta_{Miller} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_g^{\gamma-1}} - \frac{1 + \sigma^\gamma(\gamma - 1) - \gamma \cdot \sigma^{\gamma-1}}{(\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma-1} \cdot B} \quad (2.30)$$

A Figura 2-12 apresenta graficamente a relação entre η_{Miller} e σ .

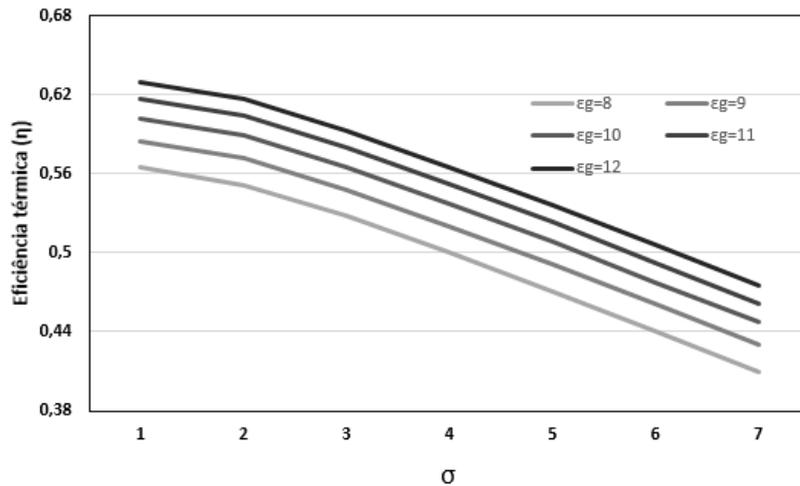


Figura 2-12. Relação entre eficiência térmica e relação de expansão do ciclo Miller com diferentes taxas de compressão geométricas.

Fonte: O autor (2020)

Apesar de ser um resultado qualitativo, é possível notar que ao se reduzir a taxa de compressão efetiva (aumento de σ), a eficiência é reduzida. Analogamente, a potência desenvolvida pelo motor também é reduzida. Isso ocorre, por exemplo, quando se implementa o ciclo Miller em um motor ciclo Otto sem se alterar sua taxa de compressão geométrica (ε_g). Nesse caso, a taxa de compressão efetiva (ε_{ef}) de Miller será menor que ε_g de Otto; implicando em um menor trabalho indicado por ciclo.

2.6. Controle de potência

A dinâmica da combustão nos motores ICE não permite grandes variações da relação ar-combustível. Por outro lado, se a mistura for levemente empobrecida a estabilidade da combustão não é afetada. Entretanto, o

empobrecimento faz com que a emissão de NOx dispare. A forma de corrigir isso seria um empobrecimento ainda maior da mistura, causando, porém, instabilidade na combustão. Assim, por questões tanto ambientais como termodinâmicas esses motores necessitam que a mistura seja sempre mantida muito próxima ao seu valor estequiométrico.

O controle de potência, portanto, é realizado pela redução da massa de ar admitida no cilindro. Ao perceber a redução da massa de ar admitida, o sistema de gerenciamento da injeção eletrônica reduz a massa de combustível a ser injetado de forma a garantir que a relação ar-combustível se mantenha constante. Como consequência, há uma diminuição do trabalho realizado no processo de combustão/expansão.

Há duas formas de se reduzir a massa de ar admitida no cilindro. A primeira, e mais utilizada, é pelo estrangulamento do fluxo de admissão com uma válvula do tipo borboleta. De forma prática, o fluxo de ar que entra no motor é restringido para manter a razão ar-combustível constante em condições de carga parcial. Assim, quando esse tipo de motor opera em cargas parciais, há uma perda de eficiência volumétrica (η_v) e um aumento no trabalho de bombeamento que o pistão realiza durante a etapa de admissão. Esse método, portanto, impacta negativamente o rendimento efetivo do motor.

O segundo método de redução da massa de ar admitida é pela variação do *timing* das válvulas de admissão, sem necessidade de se estrangular o fluxo de admissão. Com isso, a eficiência volumétrica assume valores mais elevados e as perdas por bombeamento em cargas parciais são reduzidas. O resultado final é um rendimento efetivo superior àquele do motor que utiliza estrangulamento do fluxo.

2.7. Sistemas de válvulas

2.7.1. Sistema convencional

O sistema responsável pelo controle dos fluxos mássicos no cilindro é o sistema de válvulas. A Figura 2-13 representa, de forma simplificada, um sistema de válvulas convencional. O eixo do comando (*camshaft*) é sincronizado com o eixo do virabrequim através de uma corrente (pode-se usar uma correia dentada dependendo do projeto do motor). À medida em que o virabrequim gira, o eixo do comando acompanha, fazendo com que as válvulas abram e fechem em função do ângulo do virabrequim. As varetas e tuchos, em conjunto com as molas, garantem que o movimento das válvulas siga o perfil do came.

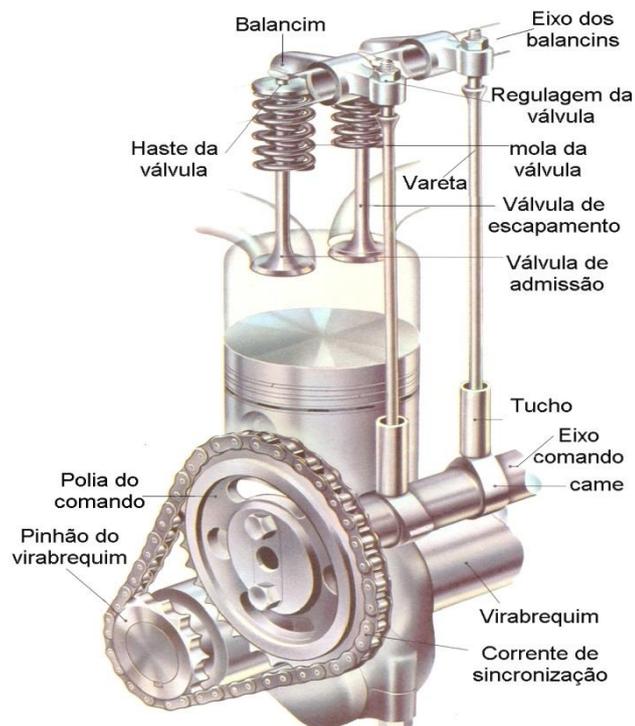


Figura 2-13. Representação de um sistema de válvulas convencional [6].

Nesse sistema, a dinâmica de abertura e fechamento das válvulas é função exclusiva da geometria do came; restringindo os parâmetros de acionamento das válvulas. Em outras palavras, o perfil da curva de elevação das válvulas em relação à posição angular do virabrequim é fixo e determinado

pela geometria do came. A Figura 2-14 ilustra um perfil de curva de elevação típica de sistemas convencionais.

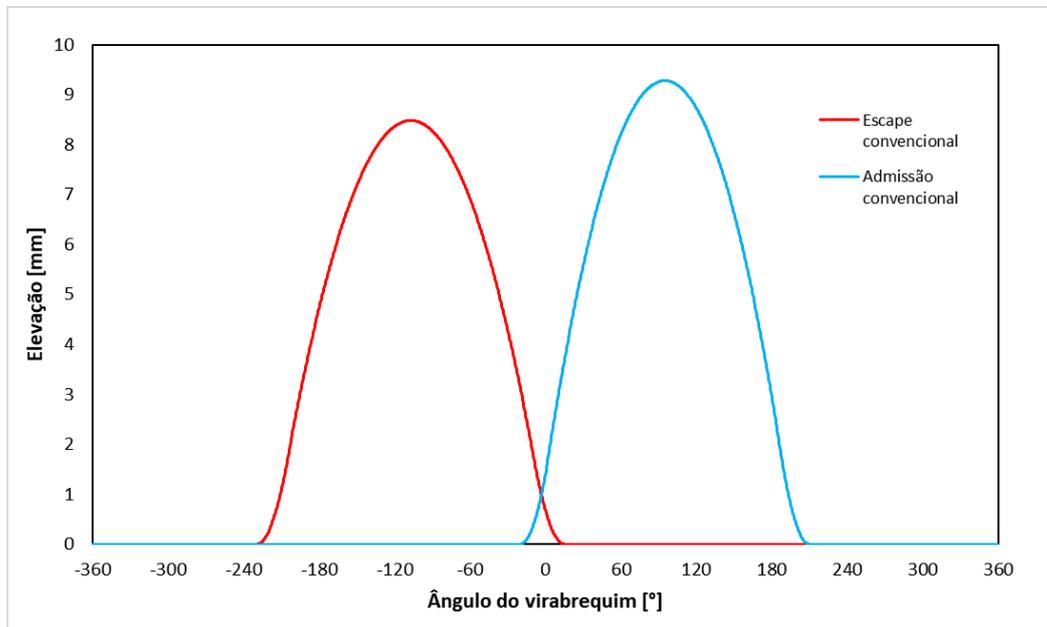


Figura 2-14. Perfil de elevação de válvulas característico de sistemas convencionais. Fonte: O autor (2020).

Segundo Martins (2006), ter apenas um perfil de elevação impacta negativamente a eficiência térmica do motor para algumas faixas de rotação. Perfis mais “agressivos”, com maiores elevações das válvulas, tendem a garantir boas eficiências em altas rotações; por outro lado, prejudicam a suavidade de funcionamento do motor e a eficiência em baixas rotações. Perfis mais suaves garantem bom funcionamento e boa eficiência em baixas e médias rotações. Em altas rotações, porém, a eficiência fica comprometida. “Assim, é necessário arranjar-se uma solução de compromisso, de modo que o motor tenha uma eficiência volumétrica aceitável numa larga gama de utilização, penalizando a eficiência máxima” (MARTINS, 2006, p.116).

Para garantir melhores eficiências ao longo de uma maior faixa de rotação, inúmeros sistemas mais complexos de acionamento de válvulas foram desenvolvidos pelos fabricantes automotivos ao longo dos anos. Entre eles, alguns se destacam: *Valvetronic* (BMW); *VTEC* e *i-VTEC* (Honda); *VVT-i*,

VVTL-i e *Valvematic* (Toyota); *VVEL* (Nissan); *MultiAir* (Fiat) e *FreeValve* (Koenigsegg).

Esses sistemas variam os parâmetros de acionamento das válvulas de acordo com o regime de rotação do motor. Os que variam a elevação das válvulas são chamados de *CVVL* (*continuous variable valve lift*). Os que variam os ângulos de acionamento das válvulas são denominados *VVT* (*variable valve timing*). Há ainda sistemas mais sofisticados que permitem uma maior autonomia de programação dos parâmetros de acionamento das válvulas por substituírem o vínculo mecânico com os cames por um vínculo hidráulico; estes são classificados como *EVC* (*electrohydraulic valve control*). Por último, os sistemas mais avançados: *FVVA* (*fully variable valve actuation*), também conhecidos como *camless*. Eles garantem total liberdade de programação do acionamento das válvulas, uma vez que substituem os cames por atuadores eletrônicos individuais para cada válvula.

2.7.2. Sistemas VVT

Como já mencionado, as válvulas ativam a “respiração” do motor. O tempo da respiração, isto é, o tempo da entrada e saída de ar, é definido pelo formato e ângulo de fase dos cames. Para otimizar a “respiração”, o motor requer diferentes tempos de válvula em diferentes velocidades. Quando a rotação aumenta, a duração (em segundos) dos cursos de admissão e escape diminui, de forma o ar fresco não tem tempo suficiente para entrar na câmara de combustão, enquanto os gases de escape não se tornam rápidos o suficiente para deixar a câmara de combustão. Portanto, a melhor solução é abrir as válvulas de admissão mais cedo e fechar as válvulas de escape mais tarde. Por outras palavras, a sobreposição entre o período de admissão e o período de escape deve ser aumentada à medida que a rotação aumenta.

Com o *VVT* (*variable valve timing*), a potência e o torque podem ser otimizados em uma faixa de *rpm* mais ampla. Os resultados mais visíveis são: melhora do rendimento do motor em altas rotações (o motor Neo VVL de 2.0 L

da Nissan produz 25% mais potência de pico do que sua versão não VVT) e aumento do torque em baixas (rotações o motor 1.8 VVT do Fiat Barchetta fornece 90% de torque máximo entre 2000 e 6000 rpm). Há três tipos de sistemas VVT: *cam-phasing*, *cam-changing* e *cam-phasing + cam-changing*.

Os sistemas *cam-phasing* VVT são os mais simples entre os mecanismos de flexibilização de acionamento das válvulas. Sua atuação defasa o ângulo de início de abertura das válvulas, deslocando a curva de elevação sem variar seu perfil (Figura 2-16). Para isso, os sistemas VVT empregam um mecanismo que possibilite uma defasagem entre as posições angulares do eixo comando e do virabrequim. Dessa forma, de acordo com a rotação em que o motor se encontra, o sistema gera a respectiva defasagem angular.

Um exemplo de aplicação do *cam-phasing* VVT é o sistema VVT-*i* (*variable valve timing with intelligence*) da Toyota (Figura 2-15). O VVT-*i* varia a defasagem entre o eixo do comando das válvulas de admissão e o virabrequim de acordo com a pressão de óleo do motor (função da rotação) que incide sobre um atuador. De forma prática, a polia do eixo comando (que é sincronizada com o virabrequim) tem um acoplamento móvel com o eixo comando. Dessa maneira, é possível alterar a defasagem do acionamento das válvulas. Por se tratar de um sistema mecânico, o VVT-*i* opera com limite de atraso e avanço.

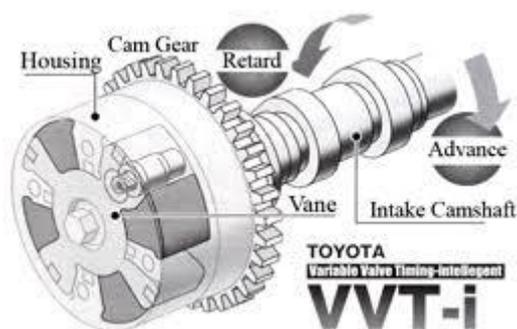


Figura 2-15. Sistema VVT-*i* da Toyota [7].

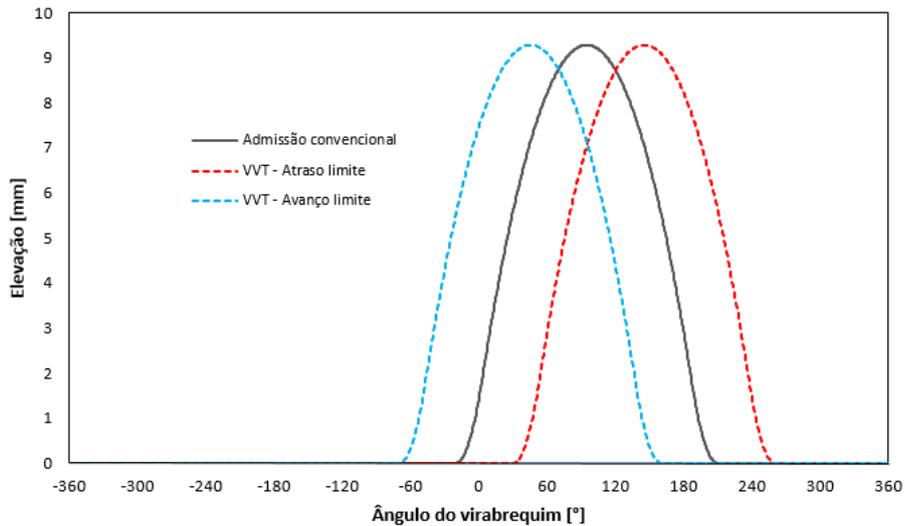


Figura 2-16. Representação de perfis de elevação de sistemas *cam-phasing* VVT. Fonte: O autor (2020).

Atualmente, boa parte das montadoras utiliza o *cam-phasing* VVT até nos motores de seus carros populares. Modelos como o Volkswagen Gol, o Fiat Mobi e o Hyundai HB20 saem de fábrica equipados com esse sistema. Isso se deve à simplicidade do mecanismo *cam-phasing* e ao seu expressivo potencial de melhoria de desempenho do motor.

Há um segundo modelo de VVT denominado *cam-changing* VVT (Figura 2-19). Ele requer um mecanismo mais complexo de forma a variar o acionamento das válvulas entre dois até ou três cames com perfis diferentes. O primeiro sistema desse tipo foi desenvolvido pela Honda na década de 1980 [8].



Figura 2-17. Motor Honda equipado com sistema VTEC [9].

Chamado de *VTEC* (*variable timing electronic control*), ele conta com dois cames diferentes para cada válvula (Figura 2-18); sendo que o de elevação menor atua até 4400 *rpm* e, para rotações maiores, o came de maior levante entra em ação [8]. Sistemas similares foram desenvolvidos pela Nissan (Neo VVL) e pela Mitsubishi (MIVEC).

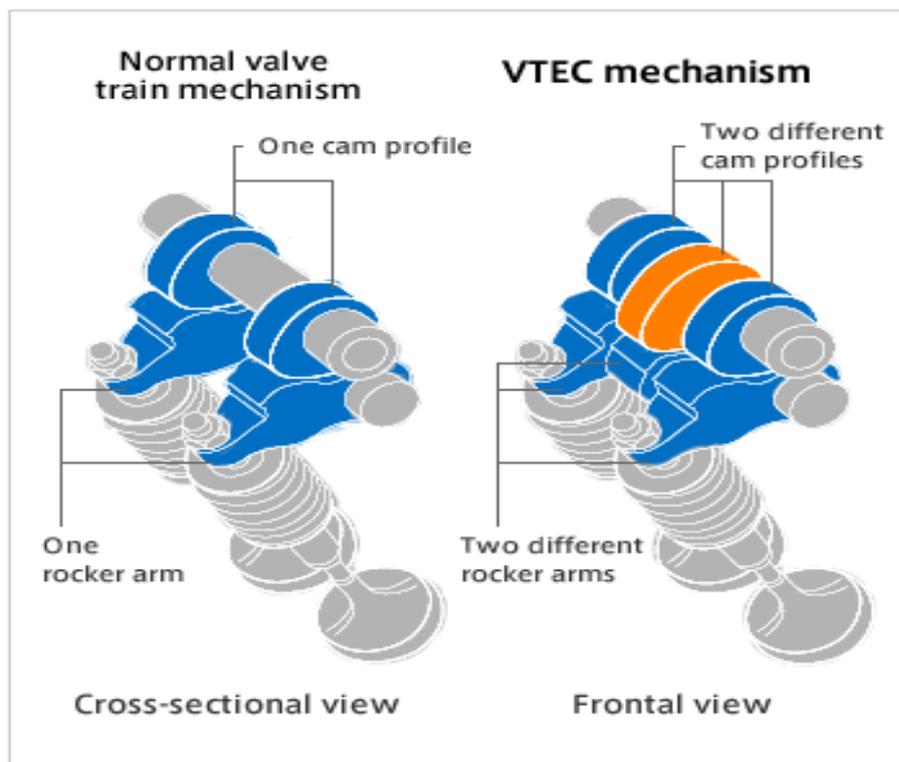


Figura 2-18. Esquema de funcionamento do *VTEC* [10].

As desvantagens do *cam-changing VVT* são a limitação de se ter apenas dois perfis de came e o “salto” na curva de potência do motor provocado pela mudança de came. Ainda assim, a tecnologia foi revolucionária para a época por garantir funcionamento suave e economia em baixas e médias rotações sem prejudicar o desempenho em altas rotações.

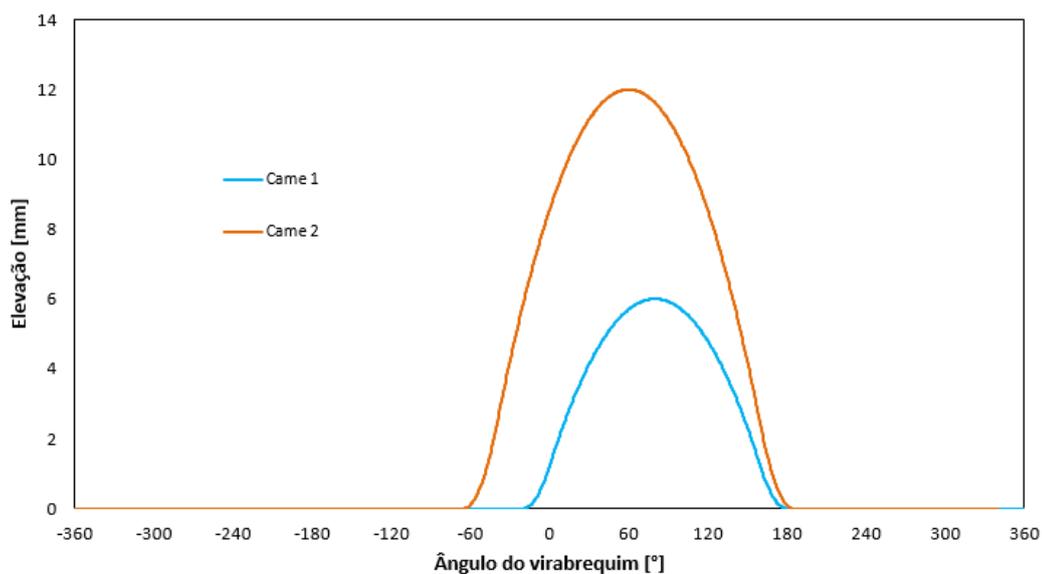


Figura 2-19. Perfil de elevação característico de sistemas *cam-changing* VVT. Fonte: O autor (2020).

O terceiro e último modelo de VVT nada mais é que uma associação entre o *cam-phasing* VVT e o *cam-changing* VVT em um só sistema, sendo denominados *cam-phasing + cam-changing* VVT.



Figura 2-20. Motor Honda equipado com sistema *i-VTEC* [11].

A combinação entre variação de came e variação de fase garante uma maior flexibilidade e consequente otimização no acionamento das válvulas; o que também implica em um mecanismo muito mais complexo. Alguns exemplos famosos são o *i-VTEC* (*variable valve timing and lift electronic control*) da Honda (Figura 2-20) e o *VVTL-i* (*variable valve timing and lift inteligente system*) da Toyota. Em sua essência, esses sistemas combinam um variador de fase semelhante ao usado no *VVT-i* com um variador de came do tipo *VTEC*. O resultado é a liberdade de se variar a defasagem dos comes (entre dois limites) e, ao mesmo tempo, variar o *lift* com dois perfis de came distintos (Figura 2-21).

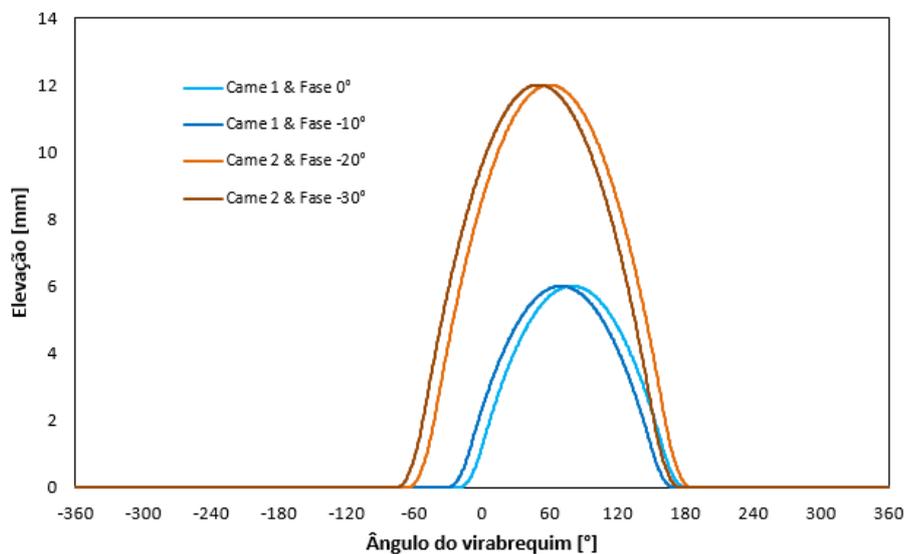


Figura 2-21. Perfil de elevação típico de sistemas *cam-phasing* + *cam-changing VVT*. Fonte: O autor (2020).

Pela Figura 2-21 é possível perceber que os sistemas *cam phasing* + *cam-changing VVT* permitem a variação de perfil com duas faixas de valores, enquanto os sistemas *cam-changing VVT* (Figura 2-19) variavam o perfil apenas entre duas curvas.

2.7.3. Sistemas CVVL

Em 2001, a BMW lançou seu sistema *Valvetronic*; o primeiro com mecanismo de *continuous variable valve lift* em produção seriada [8]. Diferente

do VTEC que permite apenas dois estágios fixos de elevação, o *Valvetronic* garante total liberdade de variação do *lift* das válvulas. Porém, ao invés de aumento de potência, o objetivo do *Valvetronic* era reduzir o consumo de combustível. De acordo com a posição do pedal do acelerador, o sistema regula o fluxo de ar no cilindro apenas pela variação do *lift* e da fase de abertura das válvulas de admissão (Figura 2-23). Isso significa que a borboleta convencional pode ser desativada, reduzindo assim as perdas por bombeamento. Segundo a BMW, foi obtida uma redução de 10% no consumo de combustível com o *Valvetronic* [8].

Comparando com um motor convencional, o *Valvetronic* adiciona um motor elétrico, um eixo excêntrico e, em cada válvula de admissão, um balancim intermediário. A árvore de cames de admissão atua nos balancins intermediários através de rolamentos de rolos. Quando o motorista pede mais energia, o motor elétrico gira o eixo excêntrico, que empurra os balancins intermediários e, por sua vez, empurra a válvula para abrir mais fundo (Figura 2-22).

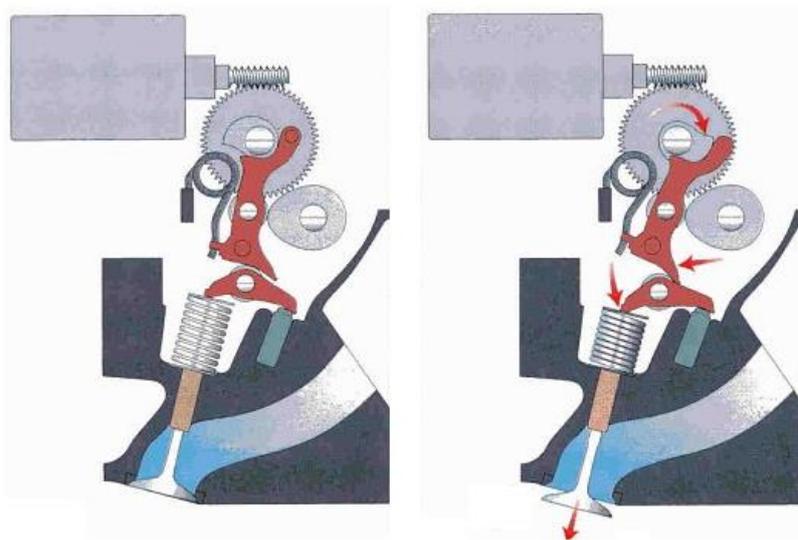


Figura 2-22. Esquema de funcionamento do sistema *Valvetronic* [8].

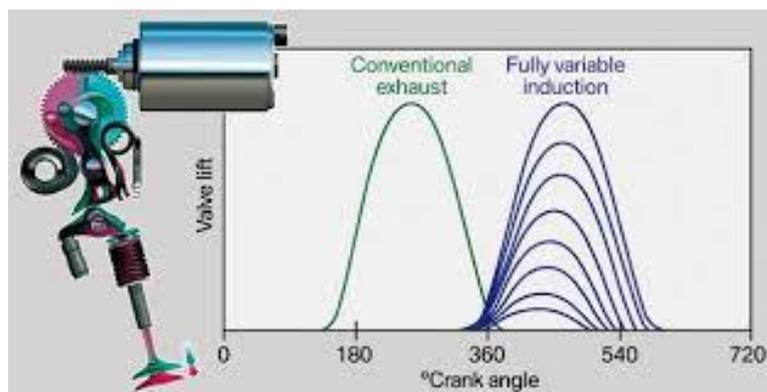


Figura 2-23. Representação dos perfis de elevação gerados pelo sistema *Valvetronic* [12].

Embora o *Valvetronic* seja eficaz para reduzir o consumo de combustível em carga parcial, ele não beneficia a potência máxima, porque seus componentes adicionais resultam em atrito e inércia adicionais, limitando assim a capacidade de giro do motor. É por isso que a BMW nunca aplicou a *Valvetronic* em seus motores *M-power* de alto desempenho. Outra desvantagem é seu tamanho, que ocupa muito espaço acima da cabeça do cilindro [8].

Após o lançamento do *Valvetronic*, a Nissan desenvolveu um sistema similar em 2007: o *VVEL* (*variable valve event and lift*). Comparado com o *Valvetronic* da BMW, o sistema da Nissan é mais compacto, envolve menos peças e menos perda de energia; portanto, é adequado para motores de alto desempenho. Segundo a Nissan, o *VVEL* economiza 10% de combustível em cargas parciais devido à redução do uso da borboleta do acelerador (não elimina completamente o acelerador).

A Toyota ingressou na tecnologia *CVVL* em 2008 o *Valvematic*. Comparado com o BMW *Valvetronic* e o Nissan *VVEL*, o *Valvematic* é melhor em muitos aspectos: sua construção é relativamente simples; é compacto e não aumenta a altura da cabeça do cilindro. Ele adiciona pouca inércia e atrito, portanto, não compromete a potência em altas rotações [8].

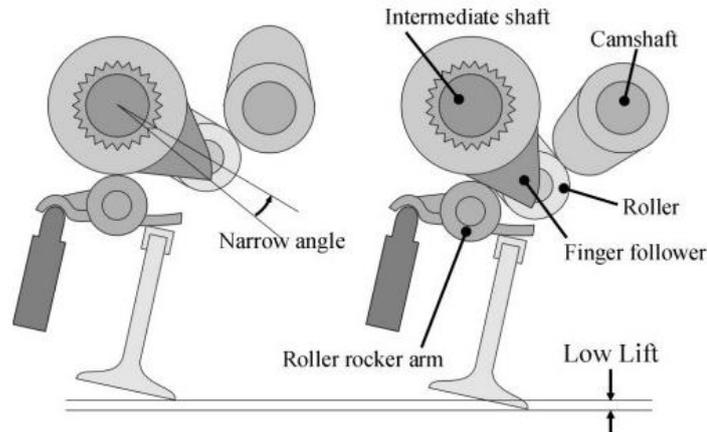


Figura 2-24. Esquema de funcionamento do sistema *Valvematic* da Toyota [8].

A Toyota alega que o *Valvematic* aumenta a potência do motor em 10%, enquanto reduz o consumo de combustível de 5 a 10% em cargas parciais [8].

2.7.4. Sistemas *Evc*

Alguns sistemas de controle de válvulas variáveis, como BMW *Valvetronic*, Nissan *VVEL* e Toyota *Valvematic*, são capazes de variar a elevação da válvula de acordo com as necessidades; além da variação contínua de fase dos cames. No entanto, esses sistemas ainda estão longe de serem perfeitos. Um sistema de controle de válvula ideal deve permitir flexibilidade ilimitada de acionamento das válvulas - em outras palavras, qualquer elevação da válvula a qualquer momento - para alcançar o efeito de combustão desejado. Nenhum sistema mecânico pode alcançar essa função. Portanto, a solução que se tem buscado são atuadores eletromagnéticos completamente autônomos. Essa tecnologia, no entanto, passa por desafios técnicos difíceis de superar, como: relação tamanho/peso, custos, confiabilidade e elevado consumo de energia.

O primeiro passo rumo a um sistema de atuação completamente independente de cames foi o sistema *Multiair* da Fiat – o primeiro com *Evc* (*electrohydraulic valve control*). O *Multiair*, lançado em 2009, garante maior

liberdade de variação do *lift* das válvulas, pois transforma o vínculo mecânico entre válvulas e cames em um vínculo hidráulico. A Figura 2-25 detalha o funcionamento desse sistema.

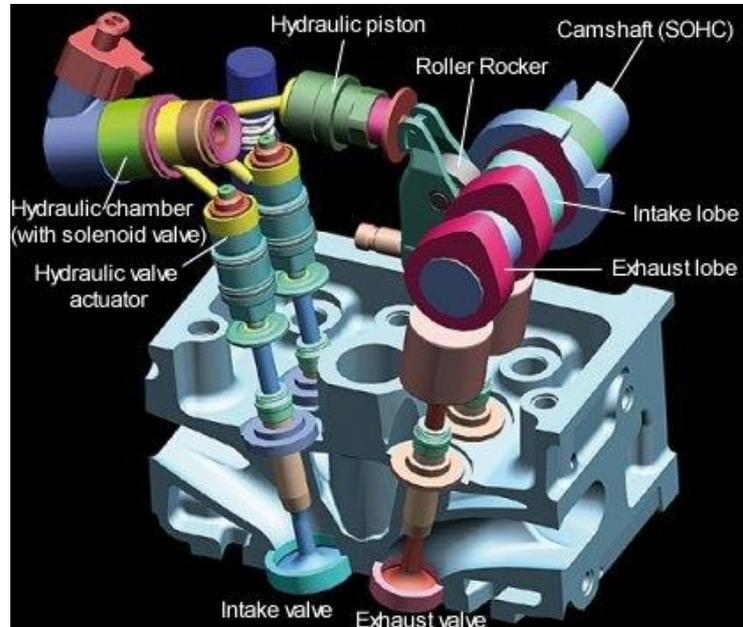


Figura 2-25. Esquema de funcionamento do sistema *Multiair* [8].

O movimento do came de admissão (*intake lobe*) é transmitido para o pistão hidráulico (*hydraulic piston*) pelo balancim (*roller rocker*). O óleo pressionado pelo pistão chega até a válvula solenoide (*solenoid valve*). Se a válvula solenoide estiver fechada, o óleo irá diretamente para os atuadores hidráulicos das válvulas (*hydraulic valve actuator*). Nesse caso, o perfil de elevação das válvulas de admissão (*intake valves*) é idêntico ao gerado pelo came de admissão. Por outro lado, se a válvula solenoide estiver aberta, parte do óleo irá para a câmara hidráulica (*hydraulic chamber*), fazendo com que a elevação da válvula seja menor que o deslocamento do came. Como a válvula solenoide é acionada eletronicamente, é possível variar-se o perfil de elevação das válvulas de admissão de maneira independente da rotação do motor (Figura 2-26).



Figura 2-26. Perfis de elevação gerados pelo sistema *Multiair* [13].

Conforme a Figura 2-26, é possível notar que o *Multiair* esbarra em pelo menos três limites relacionados ao vínculo hidráulico com os comes: o *lift* máximo; o perfil de “subida” da curva e o intervalo máximo de abertura das válvulas. Os três são determinados pela geometria do came. Ainda assim, dentre todos os sistemas apresentados até aqui, o *Multiair* é o que garante maior liberdade de variação dos parâmetros de acionamento. Segundo a Fiat, o sistema garante um aumento de 10% na potência máxima, redução de 10% no consumo de combustível (pela redução do trabalho de bombeamento) e aumento de 15% no torque em baixas rotações graças ao *EIVC* [14].

2.7.5. Sistemas *FVVA* ou *camless*

A tecnologia *camless*, também conhecida como *fully variable valve actuation* (*FVVA*), garante liberdade total sobre os parâmetros de acionamentos das válvulas (Figura 2-28).

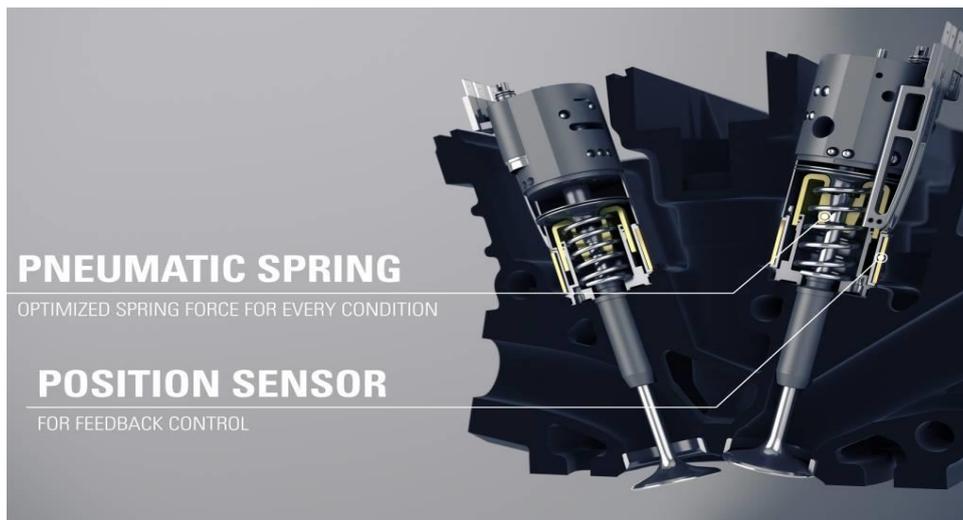


Figura 2-27. Sistema FVVA desenvolvido pela Koenigsegg [15].

Os sistemas *camless* - como seu próprio nome indica - dispensam totalmente os cames. Em seu lugar, atuadores independentes e eletronicamente programáveis são responsáveis pelo acionamento das válvulas. Os mecanismos dos atuadores podem ser eletromagnéticos, eletro-hidráulicos, eletropneumáticos e até eletro-hidráulico-pneumáticos.

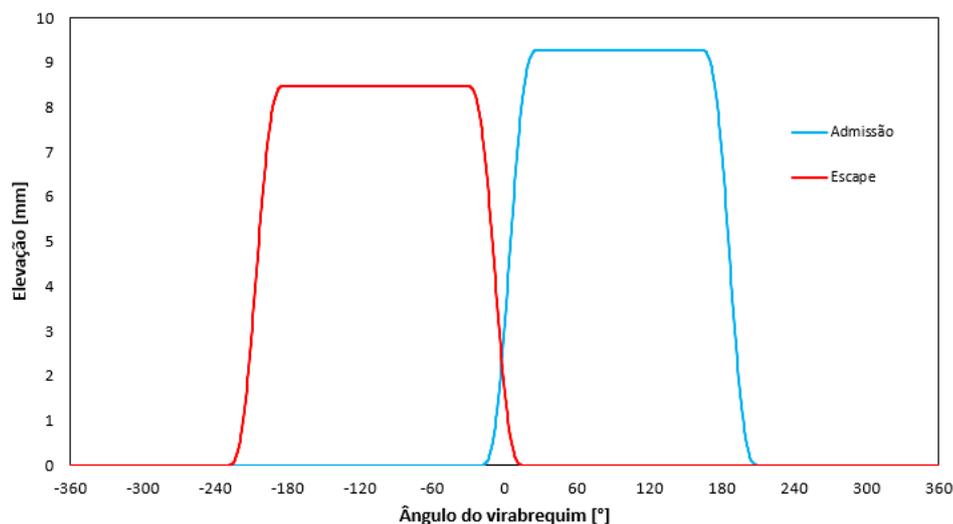


Figura 2-28. Perfil de elevação típico de sistemas FVVA.

Fonte: O autor (2020).

A empresa com maior destaque no desenvolvimento de sistemas *camless* é a FreeValve, uma subsidiária da Koenigsegg. Até os dias atuais, a FreeValve já implementou seu sistema - que leva o mesmo nome da empresa -

em dois modelos de automóveis: o SAAB 9-5 2.3t, em 2008 e o Qoros 3, em 2016 [16]. A empresa explica que desde 2016 seu sistema evoluiu substancialmente, mas os resultados não podem ser divulgados pelo respeito a contratos de sigilo com os clientes. Com o modelo Qoros 3, por outro lado, os resultados foram amplamente divulgados.

Segundo informações oficiais da FreeValve, o motor 1.6 L turbo do Qoros 3 passou a gerar impressionantes 172 kW (230 hp) de potência e 320 N.m de torque com o sistema *FreeValve* (Figura 2-29). Em relação ao motor original, antes com sistema de válvulas VVT, houve um aumento de 47% na potência, 45% no torque, redução de 14% no consumo de combustível em cargas parciais (principalmente graças ao aumento na taxa de compressão e à eliminação da válvula borboleta) e redução de 35% na emissão de poluentes [16].

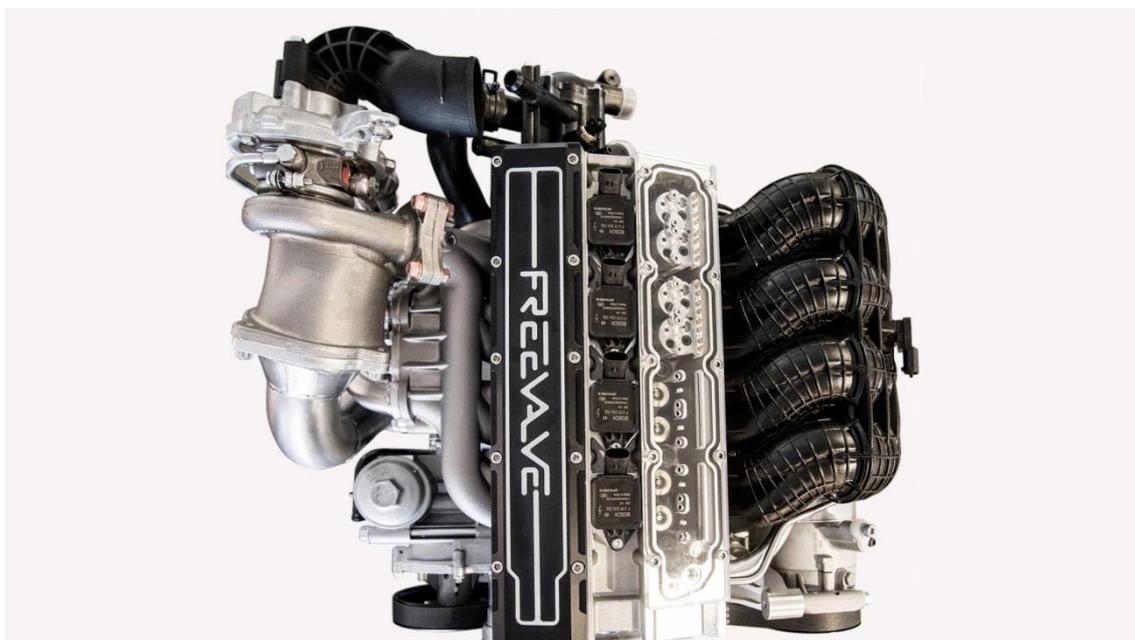


Figura 2-29. Motor do Qoros 3 equipado com sistema *FreeValve* [17].

Com a instalação do *FreeValve*, inúmeras configurações do motor foram alteradas. A taxa de compressão pôde ser aumentada de 9:1 para 10,5:1; o controle de válvulas se tornou individual e capaz de operar o motor nos ciclos Atkinson, Miller e Otto; o novo cabeçote ficou 50 mm menor na altura e 70 mm menor no comprimento (Figura 2-30); descartou-se os eixos de cames,

balancins, polias, correia dentada, tensor da correia, pré-catalisador, *wastegate* e *EGR*. Por outro lado, foi preciso adicionar uma bomba de óleo auxiliar para o sistema de válvulas e um compressor de ar para alimentar os atuadores. Ainda assim, o peso final do motor foi reduzido em 15 kg. Embora o motor não necessite da válvula borboleta como acelerador, ela foi mantida por uma questão de segurança (garantir estabilidade de velocidade em marcha lenta e fornecer vácuo para a recuperação de vapor de combustível) [16].



Figura 2-30. Comparativo entre os cabeçotes do Qoros 3: FreeValve =1 e convencional =2 [16].

Em testes experimentais, Xu *et al.* (2015) utilizou um sistema *camless* de atuadores eletromagnéticos denominado *EMIV* (*electromagnetic intake valvetrain*). Com o *EMIV*, buscou os melhores parâmetros de acionamento das válvulas para cada regime de operação do motor. Obteve, com isso, uma otimização de 18,3% do fluxo de ar na admissão em baixas rotações. Ao comparar as vantagens de se aumentar o *lift* das válvulas com o consequente aumento no gasto energético de acionamento concluiu, por exemplo, que um aumento no *lift* de 4 *mm* para 8 *mm* a 1000 *rpm* traz como benefício 1% a mais de massa de ar no cilindro, porém exige 27,5% a mais de energia do sistema. Acerca do tempo de acionamento concluíram que, a 6000 *rpm*, uma redução de 0,5 *ms* demanda 20,4% mais energia e aumenta em apenas 0,56% a massa admitida.

2.8. Fluxo através das válvulas

“A válvula, ou a válvula em conjunto com o duto, é geralmente a restrição de fluxo mais importante nos sistemas de admissão e exaustão de motores quatro tempos” (HEYWOOD, 1988, p.220). Com isso, é necessário analisar em detalhe como as características das válvulas (geometria e *timing*) influenciam no fluxo mássico do cilindro.

2.8.1. Geometria e *timing* de válvulas

A Figura 2-31 apresenta os principais parâmetros geométricos de uma válvula e do seu assento. Esses parâmetros são definidos em função de vários outros parâmetros do motor, como: formato da câmara de combustão, número de válvulas por cilindro, diâmetro do cilindro e *design* dos coletores de admissão e de escape (HEYWOOD, 1988).

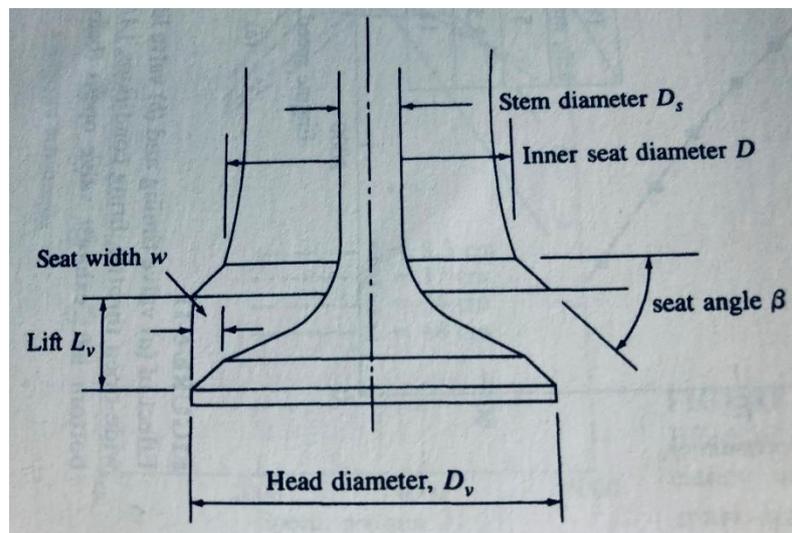


Figura 2-31. Parâmetros geométricos de uma válvula.

Fonte: Heywood (1988).

De acordo com Heywood (1988, p.220), “Não há um critério universalmente aceito para definição do *timing* das válvulas. Alguns são baseados em critérios específicos de *lift*. Por exemplo, a SAE define o *timing* das válvulas baseado em pontos de referência do *lift* das válvulas:

1- Tuchos hidráulicos. Posições de abertura e fechamento ocorrem com *lift* da válvula igual a 0,15 *mm*.

2- Tuchos mecânicos. Posições de abertura e fechamento ocorrem com *lift* da válvula igual a 0,15 *mm* mais a folga especificada.

Alternativamente, os parâmetros de acionamento das válvulas podem ser definidos de acordo com um critério angular ao longo da curva de elevação. O que importa é quando inicia ou cessa o fluxo significativo de gás pela válvula aberta.”

Heywood (1988) também define que a área instantânea do escoamento depende das geometrias da cabeça da válvula, da haste da válvula e do assento, bem como da sua elevação instantânea. Dessa forma, ele separa a área de escoamento em três estágios de acordo com o *lift* da válvula (Figura 2-31).

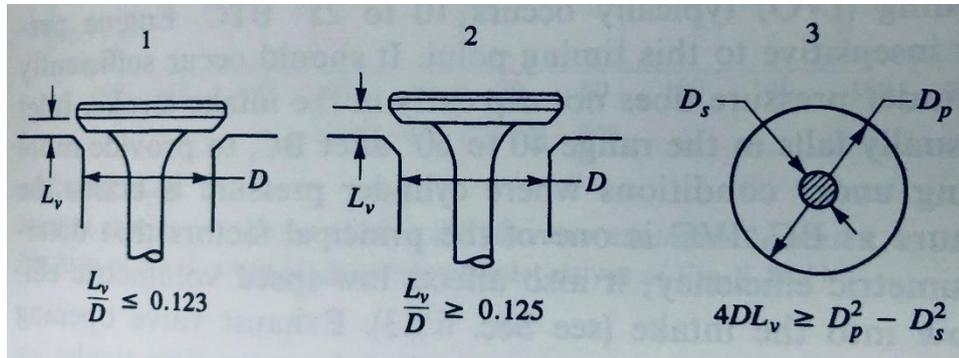


Figura 2-32. Representação dos três estágios de abertura da válvula.

Fonte: Heywood (1988).

Sendo assim, ao se calcular a área escoamento em relação ao ângulo de manivela, pode-se verificar, graficamente, a área disponível para o escoamento (Figura 2-33).

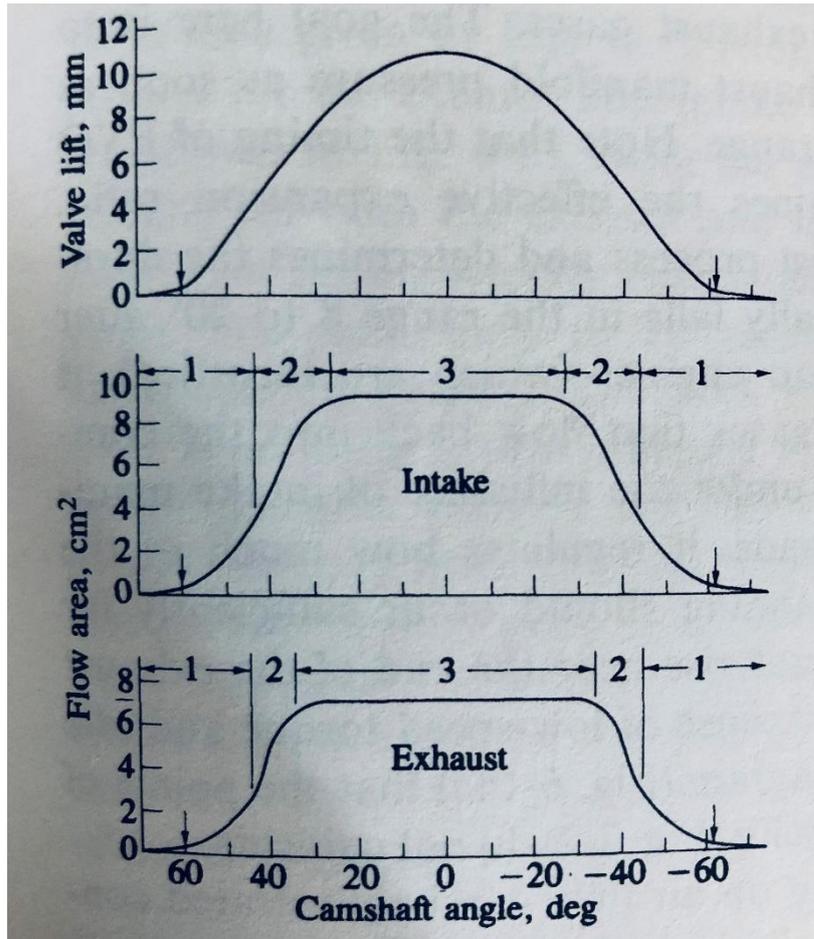


Figura 2-33. Representação da área de escoamento em relação ao ângulo de manivela. Fonte: Heywood (1988).

Os resultados da Figura 2-33 foram obtidos com diâmetros de 3,6 e 3,1 cm para as válvulas de admissão e escape, respectivamente.

2.8.2. Fluxo mássico através das válvulas

Para Heywood (1988), o fluxo mássico que passa pelas válvulas, \dot{m} (em kg/s), pode ser calculado como:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{(RT_0)^{1/2}} \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} \quad (2.31)$$

Quando o escoamento está estrangulado, ou seja, $p_T/p_0 \leq [2/(\gamma + 1)]^{\gamma/(\gamma-1)}$, a equação para o fluxo mássico passa a ser a seguinte:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{(RT_0)^{1/2}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (2.32)$$

Assim, o fluxo mássico é relacionado à pressão de estagnação a montante p_0 e à temperatura de estagnação à montante T_0 , à pressão estática a jusante p_T , à área de referência A_R e ao coeficiente de descarga C_D .

2.8.3. Estratégias de válvulas

As posições angulares de abertura e fechamento das válvulas são parâmetros muito importantes que têm grande influência sobre o desempenho dos motores. Esse tema já foi abordado no item 2.7, mas é necessário um aprofundamento maior para se obter a compreensão necessária sobre o mesmo. A seguir serão destacadas as características mais importantes de cada evento das válvulas de acordo com Heywood (1988, p.224):

- **IVO (*intake valve opening*):** “ocorre tipicamente de 10 a 20° antes do PMS. O desempenho do motor é relativamente insensível a esse ponto. Ele deve ocorrer suficientemente antes do PMS para que a pressão no cilindro não caia no início da admissão.”
- **IVC (*intake valve closing*):** “usualmente cai na faixa de 40 a 60° após o PMI para fornecer mais tempo de enchimento para o cilindro [...]. IVC é um dos principais fatores que determina a eficiência volumétrica em altas rotações; ele também afeta a eficiência volumétrica em baixas rotações devido ao *backflow* [...].”
- **EVO (*exhaust valve opening*):** “ocorre de 50 a 60° antes do PMI, bem antes do fim da exaustão para que o *blowdown* possa auxiliar na expulsão dos gases de exaustão. O objetivo

aqui é reduzir a pressão do cilindro para próximo da pressão do coletor de escape o mais rápido possível após o PMI ao longo de toda faixa de rotação do motor.”

- ***EVC (exhaust valve closing)***: “termina o processo de exaustão e determina a duração do *overlap* de válvulas. *EVC* tipicamente cai na faixa de 8 a 20° após o PMS. Em motores com válvula de acelerador, em baixas rotações e baixas cargas, ele regula a quantidade de gases de exaustão que retornam à câmara de combustão através da válvula de escape pela influência do vácuo no coletor de admissão. Em altas rotações e altas cargas ele regula quanto dos gases queimados será expelido.”

3. Metodologia

3.1. Rotina computacional de simulação

Para simulação de um motor ICE sujeito às diferentes condições de acionamento de válvulas e regimes de operação, utilizou-se uma rotina computacional na linguagem de *Matlab* que foi desenvolvida por um trabalho conjunto de alunos do Laboratório de Motores a Biocombustíveis (LMB) da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. Nessa rotina são dados de entrada: condições ambientais (pressão atmosférica, temperatura do ar e umidade relativa do ar), características geométricas e mecânicas do motor a ser simulado (taxa de compressão geométrica, cilindrada, quantidade de válvulas por cilindro), condições de operação do motor (carga, *rpm*, avanço da ignição, temperatura de camisa, temperatura de *backflow*, razão relativa ar-combustível, ângulos de abertura e fechamento das válvulas, altura de abertura das válvulas) e composição do combustível. A Tabela 3.1 apresenta os valores de cada parâmetro de entrada que foi mantido constante em todas as simulações.

Tabela 3.1. Parâmetros de entrada constantes. Fonte: O autor (2020).

Parâmetro	Valor fixado
Número de cilindros	1
Cilindrada unitária [cm^3]	400
Número de válvulas por cilindro	2
Taxa de compressão geométrica	12:1
Avanço de ignição [°]	-20
Temperatura de <i>backflow</i> [K]	520
Razão ar-combustível	Estequiométrica
Combustível	Etanol hidratado
Pressão atmosférica [kPa]	95
Temperatura do ar [K]	295
Umidade relativa do ar [%]	50

Uma vez preenchidos os dados de entrada, o programa simula matematicamente o funcionamento do motor e retorna os resultados de

desempenho indicado (torque, potência, consumo absoluto e relativo de combustível e eficiência térmica). Para isso, a rotina calcula a entalpia, entropia e o calor específico de cada substância presente na mistura admitida ao cilindro levando em conta a temperatura e o modelo adotado para cada composição química. A simulação da combustão é de duas zonas, ou seja, reagentes e produtos são tratados separadamente, cada um em sua temperatura, e separados pela chama durante o processo de combustão. Aplicando-se a primeira Lei da Termodinâmica a cada volume de controle e considerando também a idealização do ar admitido como gás ideal, tem-se as equações de cálculo das temperaturas dos reagentes (3.1) e dos produtos (3.2):

$$\frac{dT_r}{d\theta} = \frac{\delta Q_r + V_r \frac{dP}{d\theta}}{m_r c_p} \quad (3.1)$$

$$\frac{dT_p}{d\theta} = \frac{\delta Q_p + V_p \frac{dP}{d\theta} + c_p(T_r - T_p) \frac{dm_p}{d\theta}}{m_p c_p} \quad (3.2)$$

A equação (3.3) calcula a massa dos produtos, m_p , obtida com a função de Wiebe mantendo-se a duração da combustão constante em $\Delta\theta_b = 50^\circ$:

$$m_p = m \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\theta - \theta_{soc}}{\Delta\theta_b} \right)^3 \right] \right\} \quad (3.3)$$

A pressão interna do cilindro é calculada pela equação (3.4):

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P \frac{dV}{d\theta} + (R_r T_r - R_p T_p) \frac{dm_p}{d\theta} - \frac{R_r}{c_p} \delta Q_r - \frac{R_p}{c_p} \left[\delta Q_p + c_p (T_r - T_p) \frac{dm_p}{d\theta} \right]}{\frac{V_r R_r}{c_p} + \frac{V_p R_p}{c_p} - V} \quad (3.4)$$

Essas equações diferenciais são calculadas utilizando-se o método de Runge-Kutta de 5ª ordem.

A temperatura de referência é denotada por T_0 e a temperatura da parede do cilindro é denotada por T_w . Assim, a taxa de transferência de calor para cada zona pode ser descrita por:

$$\delta Q_i = \frac{-h_i^{HT} A_i (T_i - T_w)}{\omega} \quad (3.5)$$

onde a área instantânea de cada zona é representada por A_i e o coeficiente de transferência de calor h_i^{HT} é calculado pelo modelo descrito por Hohenberg (1978).

Ao fim dos cálculos o programa conta com um critério de convergência mínima. Se o valor não for atingido, realiza-se um novo loop. Para que não haja um *loop* infinito, se o limite de iterações previamente definido for atingido o programa encerra os cálculos.

As variáveis de saída (temperatura e pressão no cilindro, potência indicada, eficiência térmica, consumos absoluto e relativo, entre outras) serviram de base para as análises qualitativa (gráfica) e quantitativa dos resultados.

3.2. Metodologia de simulação

Como já abordado no tópico 2.7, há diversas maneiras de se melhorar o rendimento de um motor pela flexibilização dos parâmetros de acionamento das válvulas. O melhor método é o *camless*, pois garante total liberdade de programação sobre esses parâmetros. A ideia, portanto, é analisar parte do potencial do sistema *camless* em relação à melhora de rendimento do motor ICE naturalmente aspirado. Uma das maiores vantagens do *camless* em relação ao convencional é possibilitar controle de carga pelas válvulas de admissão, reduzindo de forma substancial o trabalho de bombeamento em cargas parciais. Para essa análise, estabeleceu-se duas etapas de simulação computacional, uma para cada sistema.

3.2.1. Sistema convencional

Na primeira etapa rodou-se o programa com sistema de válvulas convencional. Foram usados 5 valores de *rpm*: 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 e 4000. Para cada valor de *rpm* variou-se a carga entre 0,2 e 0,6 (com incremento de 0,1). Dessa maneira, obteve-se 30 combinações de *rpm* e carga. Para cada uma delas coletou-se os dados de desempenho do motor, conforme ilustra a Tabela 3.2:

Tabela 3.2. Resultados - sistema convencional. Fonte: O autor (2020).

Sistema convencional - 2000 rpm					
Carga	Torque (N.m)	Consumo esp. comb. (g/kWh)	Eficiência térmica	Consumo abs. comb. (g/s)	IMEP (bar)
0,2	1,63	1033,88	13,47%	0,35	0,51
0,3	5,48	553,68	25,14%	0,64	1,72
0,4	9,26	470,20	29,61%	0,91	2,91
0,5	13,01	434,29	32,06%	1,18	4,09
0,6	16,77	413,94	33,63%	1,45	5,27

3.2.2. Sistema *camless*

Na segunda etapa, substituiu-se o sistema de válvulas convencional por um sistema *camless*. A elevação máxima das válvulas foi mantida igual ao sistema convencional. Variou-se a posição angular de acionamento das válvulas de admissão com quatro estratégias: *EIVO*, *LIVO*, *EIVC* e *LIVC*. Para cada estratégia, foram simulados os mesmos cinco valores de *rpm*, com a diferença que, ao invés de se variar a carga, foi variado o ângulo de abertura (*EIVO* e *LIVO*) ou o ângulo de fechamento (*EIVC* e *LIVC*) de forma a se obter os mesmos valores de torque correspondentes ao motor original em cada regime (Tabela 3.3). Manteve-se carga = 1 sempre que possível.

O fato de se buscar atingir o mesmo valor de torque apenas pela variação dos ângulos da válvula de admissão demandou um trabalho considerável, visto que a relação entre os ângulos e o torque não é

necessariamente linear. Dessa forma, foi necessário trabalhar com tentativas iniciais e refinamento até se atingir o valor de torque desejado. Ao todo foram obtidos 30 conjuntos de dados relativos a cada combinação de *rpm* e carga para cada estratégia de acionamento do *camless*; somando, portanto, 120 conjuntos de dados.

Tabela 3.3. Resultados - sistema *camless*. Fonte: O autor (2020).

<i>Camless</i> - EIVO - 2000 rpm						
Carga	Âng. Abertura	Torque (N.m)	Consumo esp. comb. (g/kWh)	Eficiência térmica	Consumo abs. comb. (g/s)	IMEP (bar)
0,9	-79°	1,53	555,42	25,07%	0,18	0,48
0,9	-75°	5,8	409,57	33,99%	0,50	1,82
1	-89°	8,97	381,08	36,53%	0,72	2,82
1	-80°	13,47	378,24	36,81%	1,07	4,23
1	-73°	16,37	378,06	36,83%	1,30	5,14

3.3. Simulação - sistema de válvulas convencional

Para a simulação do sistema de válvulas convencional, utilizou-se dois polinômios de 2ª ordem. O primeiro polinômio corresponde tanto à subida e como à descida da válvula. O segundo polinômio corresponde à transição entre a subida e a descida, ou seja, o cume do perfil de elevação. Os parâmetros escolhidos para o sistema convencional, foram:

- **Admissão:** elevação máxima de 9 mm, abertura em -20° e fechamento em 210°.

- **Escape:** elevação máxima de 8,4 mm, abertura em -230° e fechamento em 15°.

Vale ressaltar que a referência de 0° foi adotada como o *PMS* do fim da exaustão. Assim, o sistema convencional corresponde ao seguinte perfil de elevação representado na Figura 3-1.

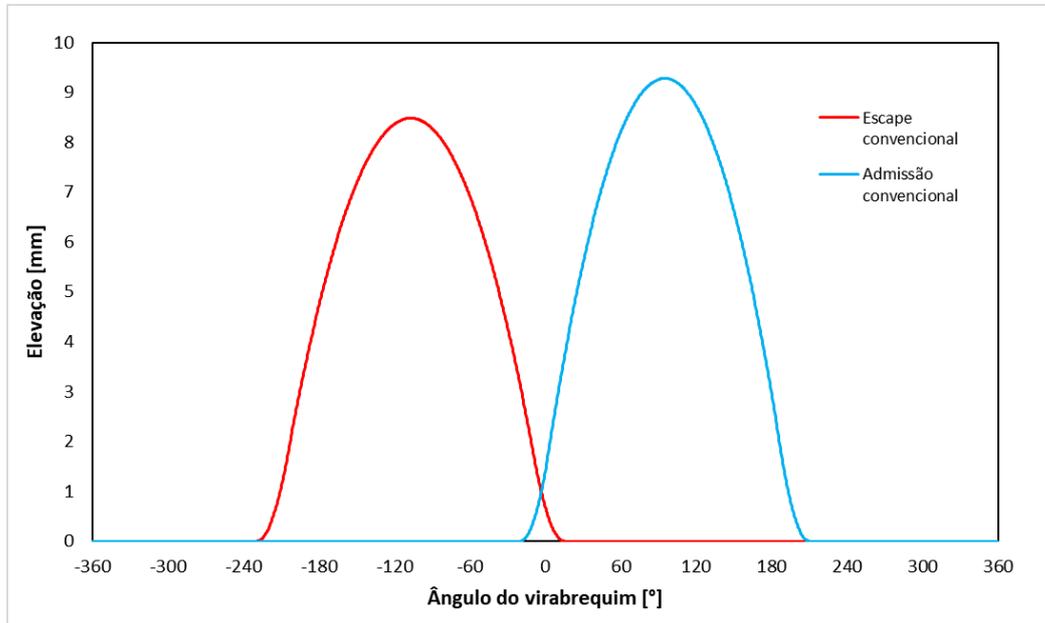


Figura 3-1. Perfil de elevação do comando convencional.

Fonte: O autor (2020).

3.4. Simulação - sistema *camless*

Para simular o sistema *camless*, utilizou-se também duas equações. A primeira, correspondente aos percursos de subida e descida, é uma cicloidal que, dado um intervalo de tempo fixo que é necessário para que o atuador abra e feche a válvula, calcula a elevação da válvula em relação à posição angular do virabrequim. A segunda equação é uma função constante, onde o valor da elevação da válvula se mantém igual à elevação máxima. Para cada estratégia os ângulos de abertura e fechamento foram diferentes. Entretanto, manteve-se as elevações máximas iguais às do sistema convencional. O fato de se ter um intervalo de tempo fixo para abertura e fechamento das válvulas implica que o perfil de elevação do sistema *camless* não será constante em relação à rotação do motor. Dessa maneira, ainda que todos os parâmetros de acionamento das válvulas

sejam mantidos, a própria alteração da rotação resultará em uma alteração do perfil de elevação das válvulas.

Os parâmetros de acionamento que foram mantidos constantes durante as simulações com sistema *camless* foram:

-Admissão: elevação máxima de 9 *mm* e tempo de abertura/fechamento de 2 *ms*.

-Escape: elevação máxima de 8,4 *mm* e tempo de abertura/fechamento de 2 *ms*.

A Figura 3-2 apresenta os perfis de elevação relativos ao sistema *camless* a 4000 *rpm* com os mesmos ângulos de abertura e fechamento do sistema convencional.

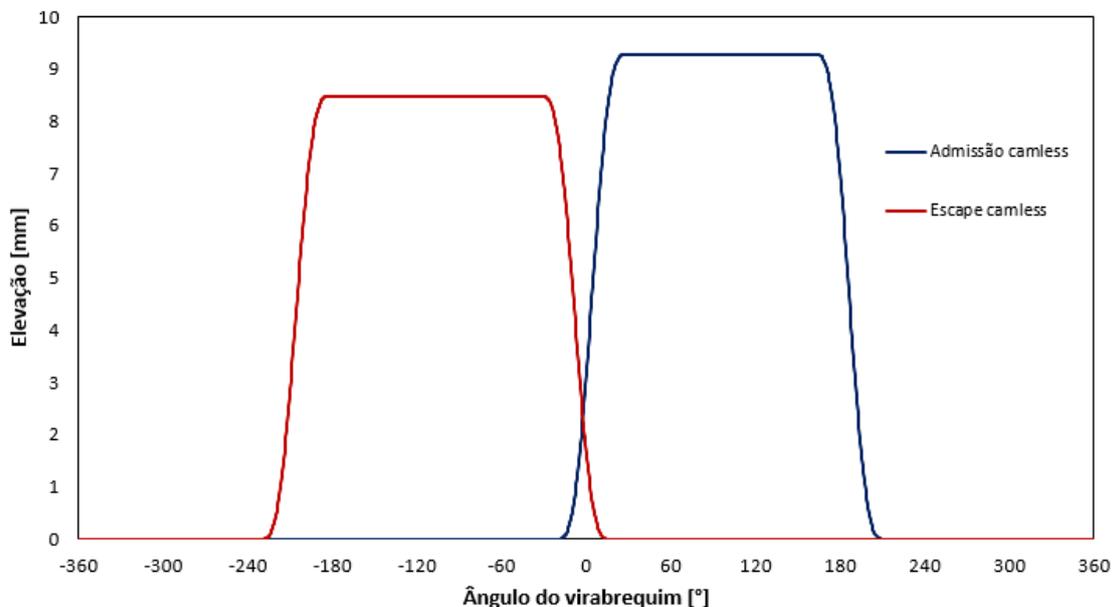


Figura 3-2. Perfil de elevação – sistema *camless* (com $N = 4000$ *rpm*).
Fonte: O autor (2020).

A Figura 3-3 apresenta uma comparação direta entre os dois sistemas utilizados. Novamente utilizou-se os mesmos ângulos de abertura e fechamento das válvulas.

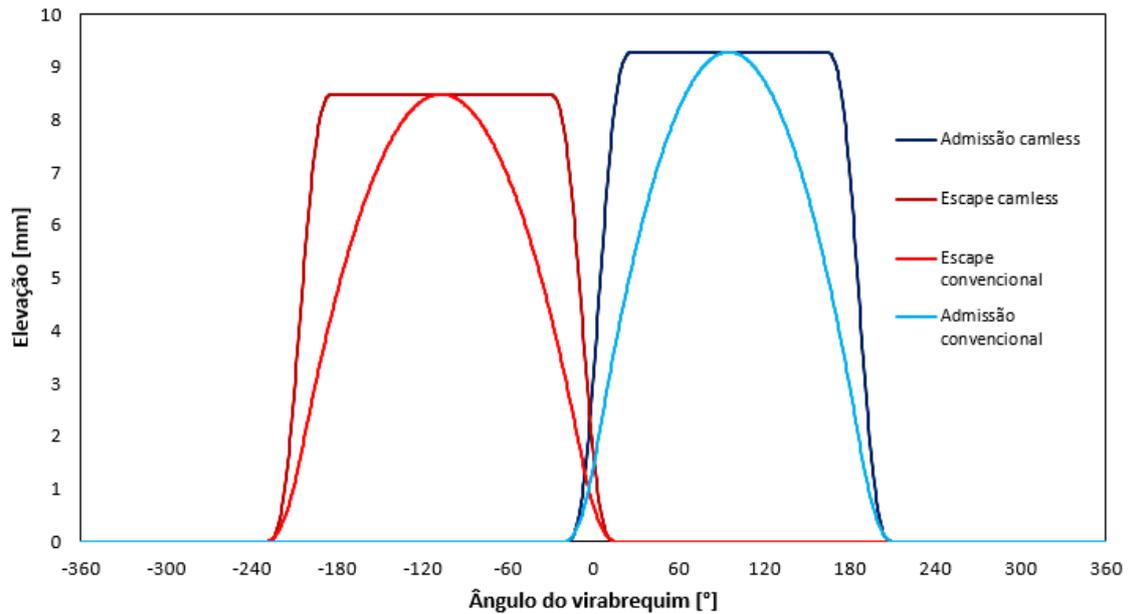


Figura 3-3. Comparação entre perfis de elevação (com $N = 4000 \text{ rpm}$).
Fonte: O autor (2020).

3.5. Composição do combustível

Conforme já descrito no item 3.1, o combustível empregado nas simulações foi o etanol hidratado. Visando aproximar os resultados o máximo possível de valores reais, utilizou-se uma composição de etanol hidratado que atenda às especificações para distribuição em postos de combustível, que é de 95 a 96 % (em base volumétrica) de etanol e o restante de água [2]. Dessa forma, seguem abaixo as propriedades utilizadas:

- Fração volumétrica de água no etanol = 5 %;
- $\rho_{\text{água}} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$;
- $\rho_{\text{etanol puro}} = 785 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$;
- $MM_{\text{água}} = 18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$;
- $MM_{\text{etanol puro}} = 46 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$;
- $PCI_{\text{etanol puro}} = 27591,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

4. Apresentação e discussão dos resultados

Os resultados foram organizados de maneira a possibilitar a comparação direta entre cada estratégia de válvula testada. A comparação se dá pelos dados de desempenho obtidos com cada estratégia. As estratégias de *timing* variável utilizadas foram:

- *EIVO (early intake valve opening)*: abertura da válvula de admissão antes do pistão atingir o PMS (0° na referência utilizada); fazendo com que haja um *overlap* das válvulas de admissão e escape. Quanto maior o *overlap*, maior o retorno de gases queimados para o cilindro e coletor de admissão. Esse fenômeno é caracterizado como *EGR (exhaust gas recirculation)* interno e possibilita controle de potência. A maior vantagem do *EIVO* em relação às outras estratégias é que ele trabalha com as maiores taxas de compressão efetivas. Isso ocorre, pois *EIVO* garante um grande intervalo de abertura (maior que o convencional) e possibilita que *IVC* permaneça inalterado.

- *LIVO (late intake valve opening)*: abertura da válvula de admissão após o pistão atingir o PMS (0°). Com isso, *LIVO* impede o *overlap* de válvulas. Por necessitar que o ângulo de *IVO* seja atrasado, essa estratégia reduz a taxa de compressão efetiva do motor, prejudicando sua eficiência térmica.

- *EIVC (early intake valve closing)*: fechamento adiantado da válvula de admissão (antes de atingir o PMI em 180°). Tem por objetivo a redução da massa de ar admitida de forma a garantir sobre-expansão dos gases de exaustão e possibilitar controle de potência. Nessa estratégia, a taxa de compressão efetiva também é reduzida.

- *LIVC (late intake valve closing)*: fechamento atrasado da válvula de admissão (após atingir o PMI). Em motores naturalmente espirados, o *LIVC* visa sobre-expansão dos gases de exaustão e controle de potência (através do *backflow* para o coletor de admissão). A diferença é que em motores

sobrealimentados se usa *LIVC* para possibilitar a admissão de uma maior massa de ar, visto que a pressão no coletor de admissão é maior que a pressão no interior do cilindro após o PMI graças ao mecanismo de sobrealimentação presente. Analogamente ao *EIVC*, *LIVC* também causa redução de ε_{ef} .

A seguir são apresentados os dados coletados e as análises pertinentes para cada parâmetro analisado.

4.1. Diagramas P-V

A análise dos diagramas P-V obtidos com cada estratégia de válvula possibilita um entendimento mais claro sobre as perdas por bombeamento de cada estratégia. Para isso, serão apresentados a seguir os diagramas P-V de cada estratégia sob as mesmas condições de rotação (2500 rpm) e torque indicado (9,3 N.m).

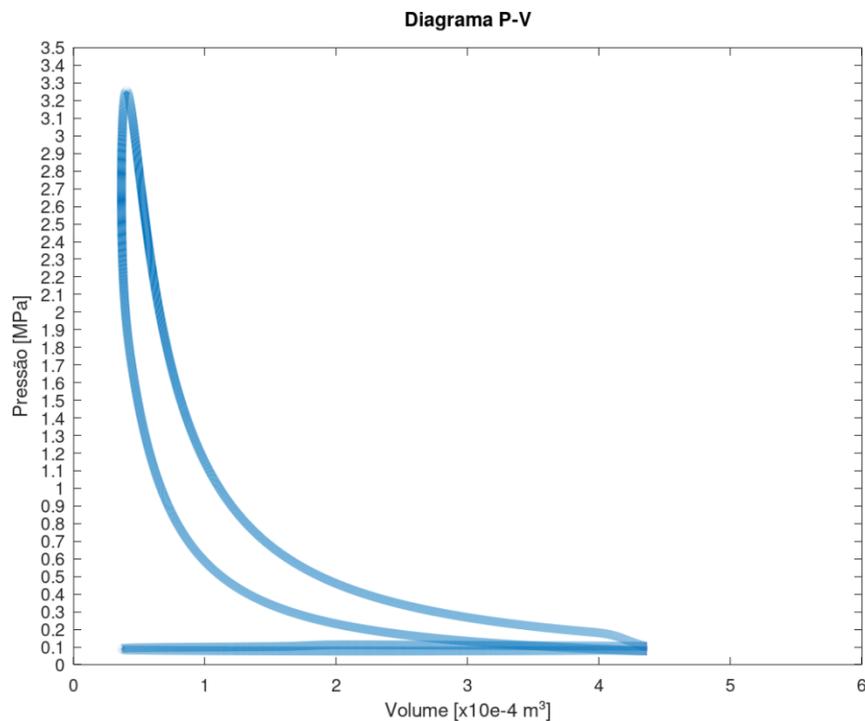


Figura 4-1. Diagrama P-V de *EIVO* ($IVO = -89^\circ$). Fonte: O autor (2020).

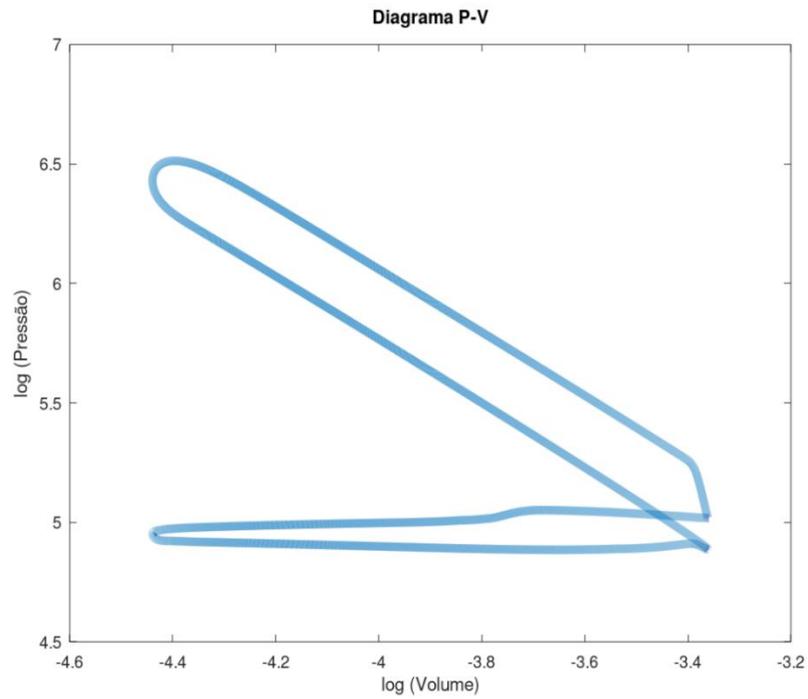


Figura 4-2. Diagrama log P – log V de *EIVO* ($IVO = -89^\circ$).

Fonte: O autor (2020).

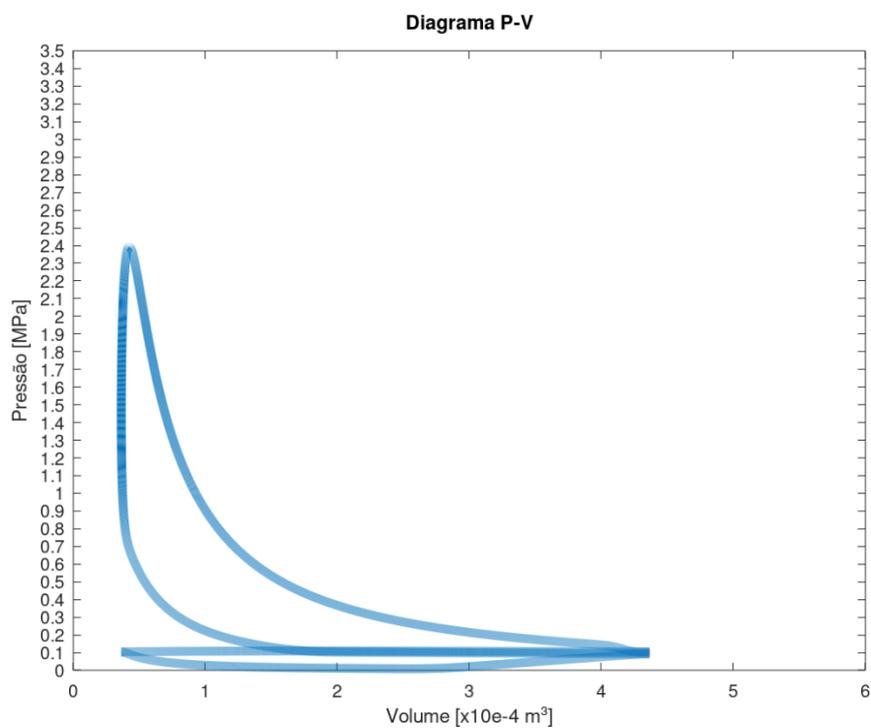


Figura 4-3. Diagrama P-V de *LIVO* ($IVO = 75^\circ$). Fonte: O autor (2020).

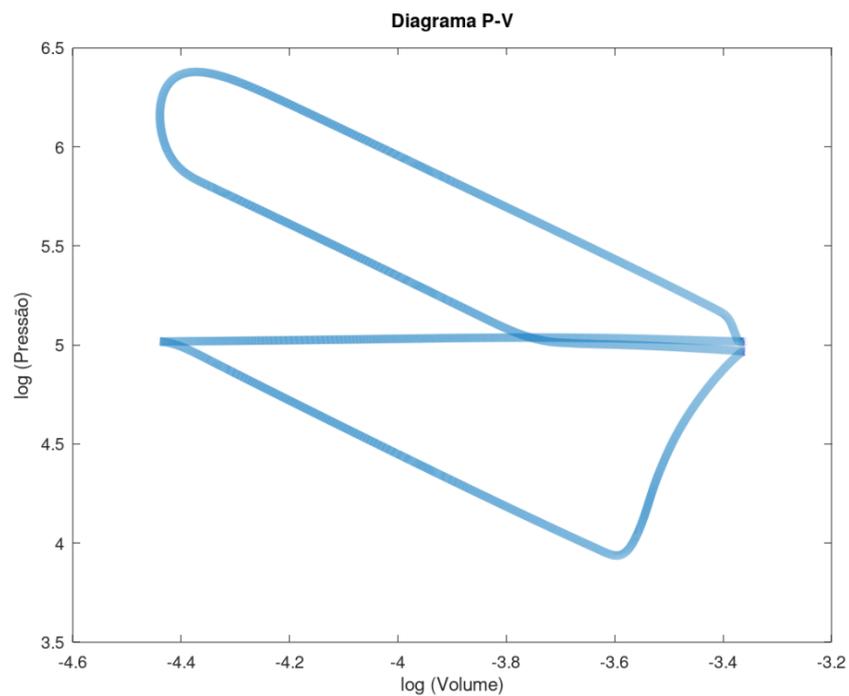


Figura 4-4. Diagrama log P - log V de *LIVO* ($IVO = 75^\circ$). Fonte: O autor (2020).

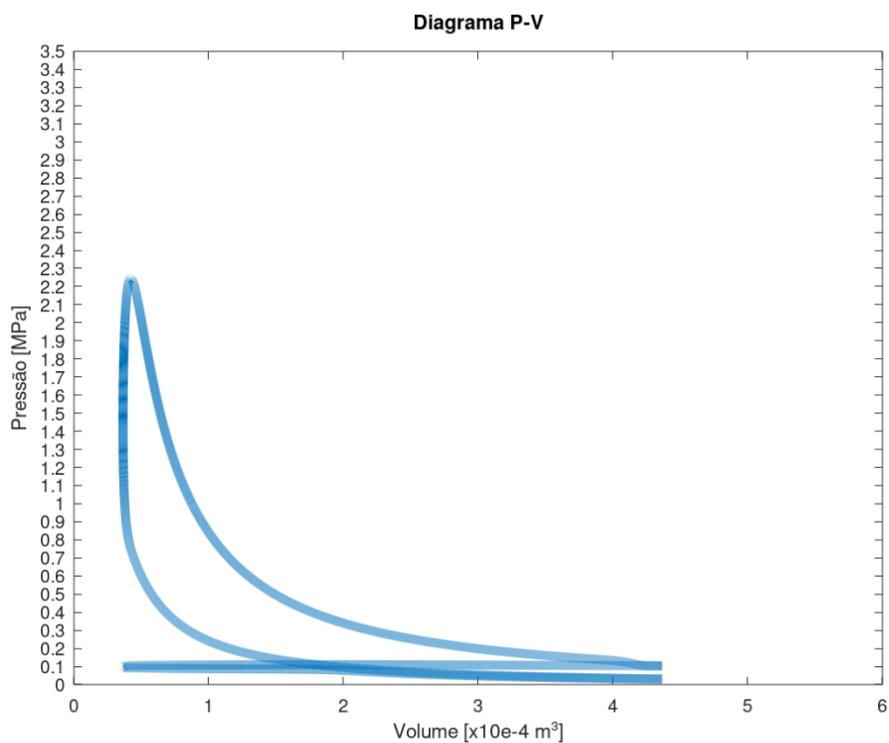


Figura 4-5. Diagrama P-V de *EIVC* ($IVC = 98^\circ$). Fonte: O autor (2020).

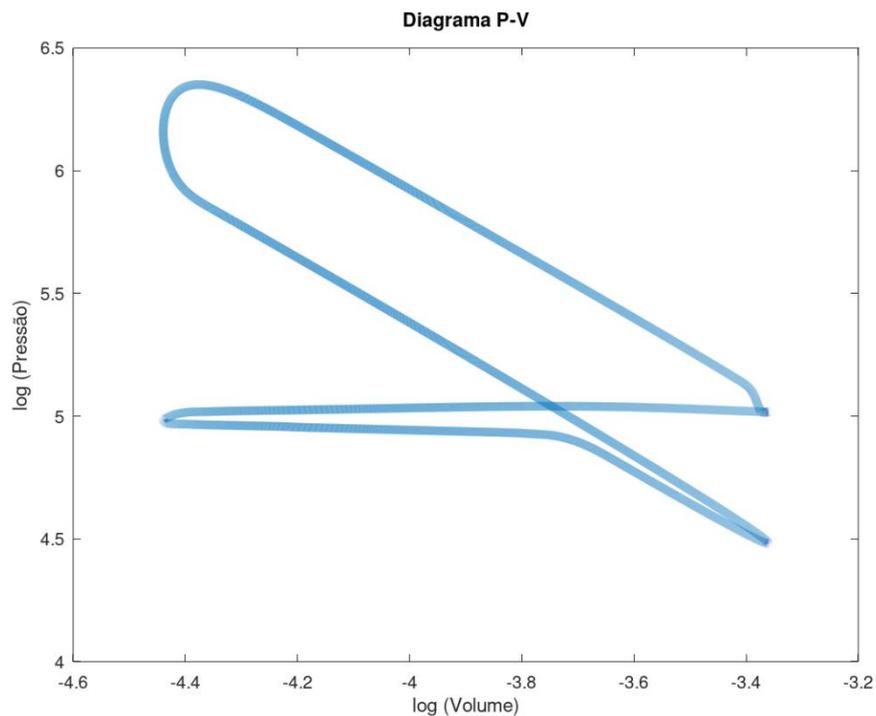


Figura 4-6. Diagrama log P - log V de *EIVC* ($IVC = 98^\circ$). Fonte: O autor (2020).

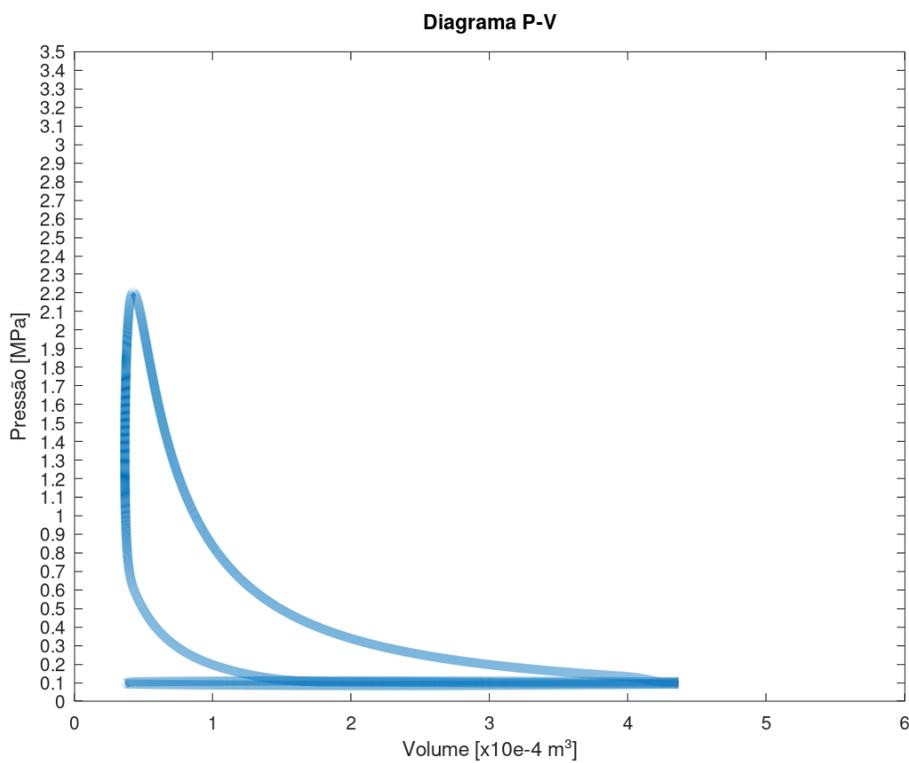


Figura 4-7. Diagrama P-V de *LIVC* ($IVC = 328^\circ$). Fonte: O autor (2020).

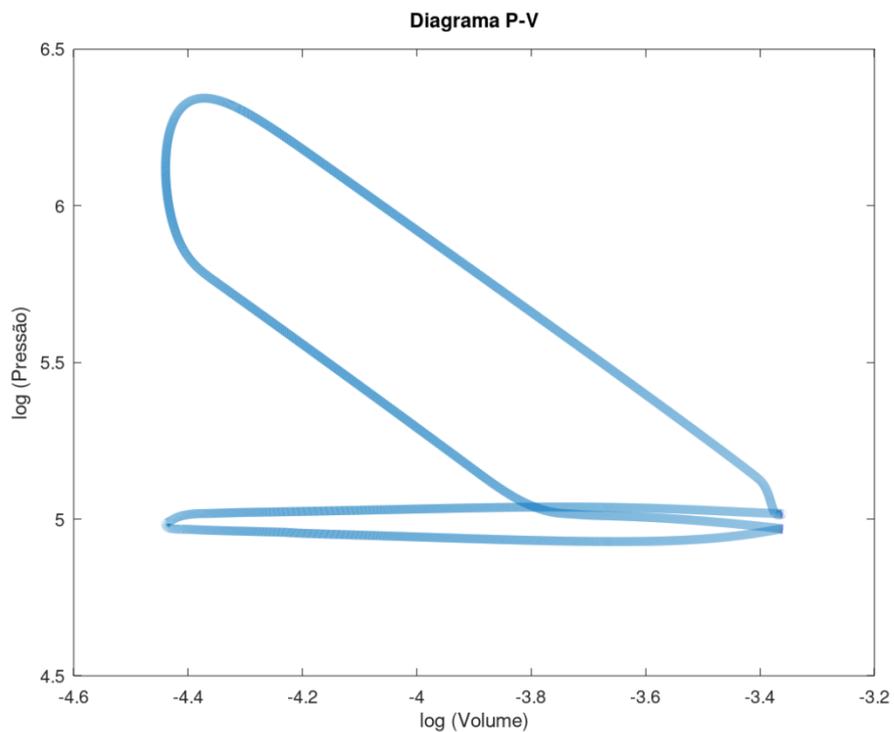


Figura 4-8. Diagrama log P - log V de L/VC ($IVC = 328^\circ$). Fonte: O autor (2020).

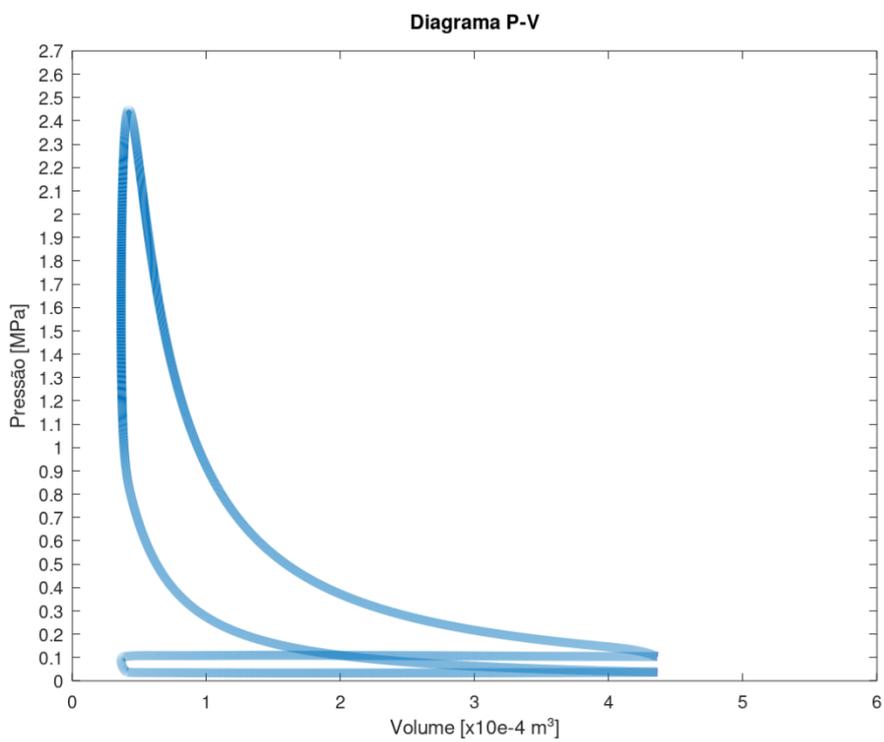


Figura 4-9. Diagrama P-V comando convencional. Fonte: O autor (2020).

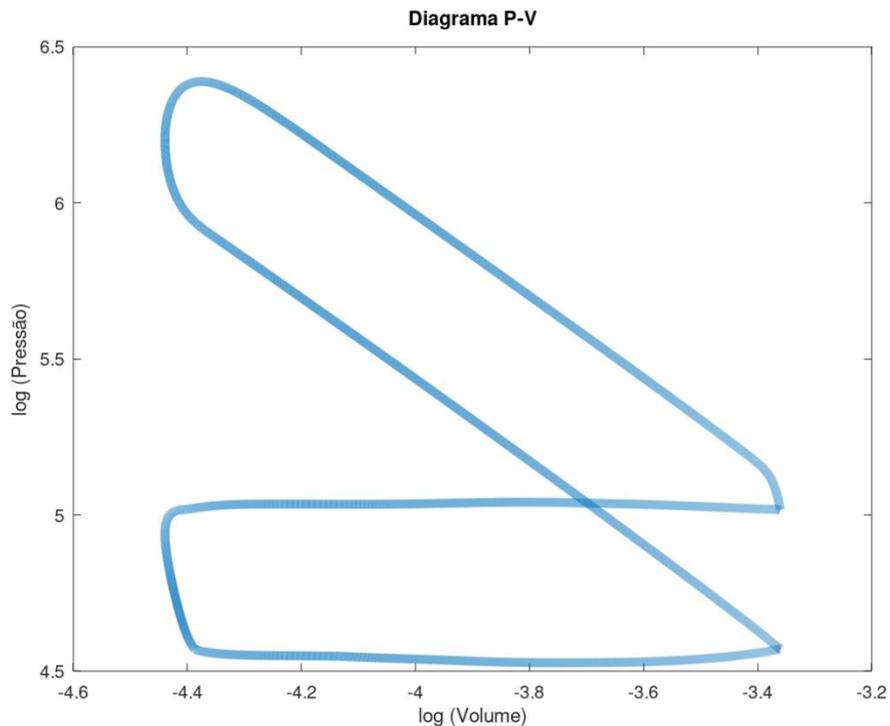


Figura 4-10. Diagrama log P - log V comando convencional.

Fonte: O autor (2020).

Com os diagramas P-V apresentados, pode-se notar a influência de cada estratégia de válvula sobre o trabalho de bombeamento (W_b). Decidiu-se apresentar também os digramas log P - log V para que seja mais fácil a visualização do trabalho de bombeamento. Assim, nota-se que *LIVO* e o comando convencional apresentaram os maiores trabalhos de bombeamento. As demais estratégias apresentaram uma parcela muito menor de W_b . Vale ressaltar que apenas *EIVO* e o comando convencional utilizaram restrição de carga, com 0,9 e 0,4 respectivamente.

4.2. Consumo absoluto (CA)

O consumo absoluto (CA) mede a vazão mássica de combustível \dot{m}_c (em g/s) que é injetado no cilindro de acordo com a condição de operação do motor. Sendo assim, o CA não é capaz de indicar a eficiência da combustão em si, mas apenas a vazão de combustível que determinada configuração de válvulas

exige. Para analisar toda a faixa de condições simuladas, foram plotados os valores de CA em relação à rotação para cada carga simulada, ou seja, o valor de carga indicado em cada gráfico é relativo apenas à simulação do motor com comando de válvulas convencional e serve como uma base de comparação para o desempenho que cada estratégia de válvulas apresenta quando submetida às mesmas condições operacionais do comando convencional. Dessa forma é possível comparar o comportamento do CA de cada estratégia de válvulas.

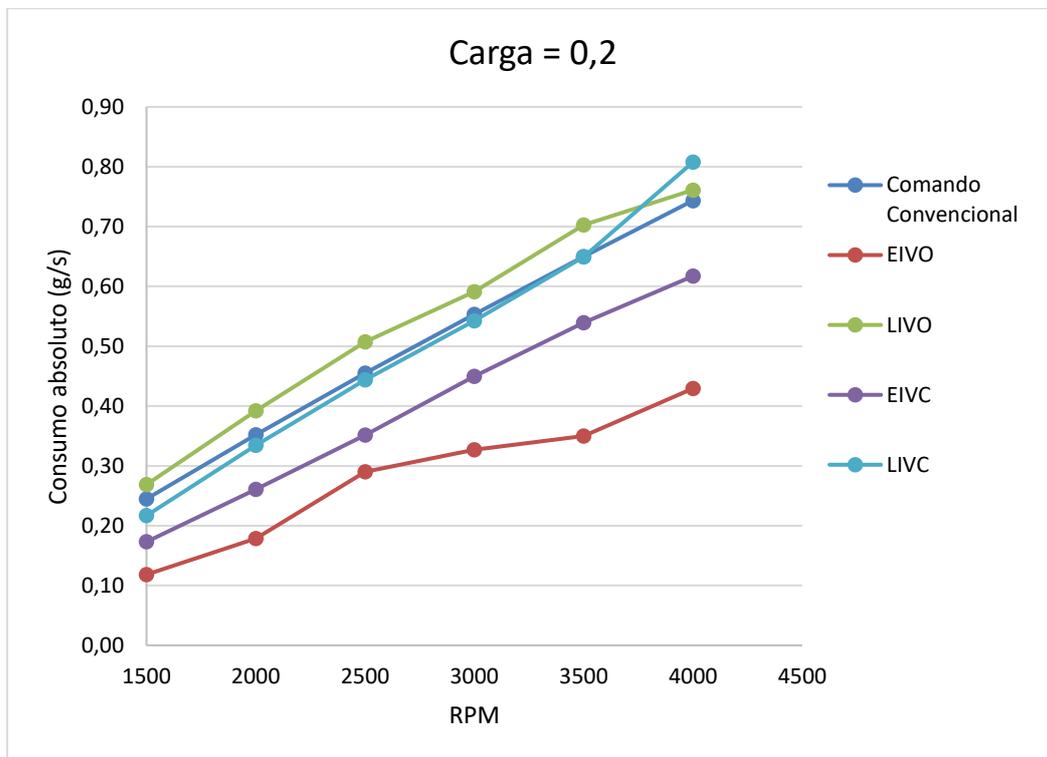


Figura 4-11. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,2).
Fonte: O autor (2020).

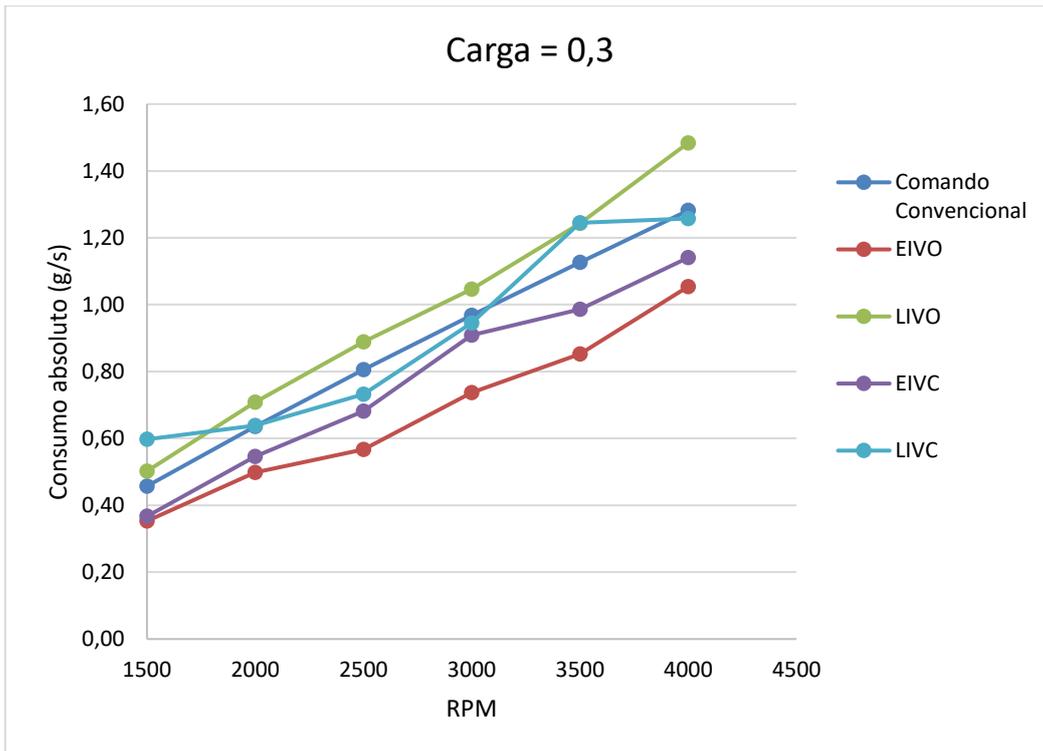


Figura 4-12. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,3).
Fonte: O autor (2020).

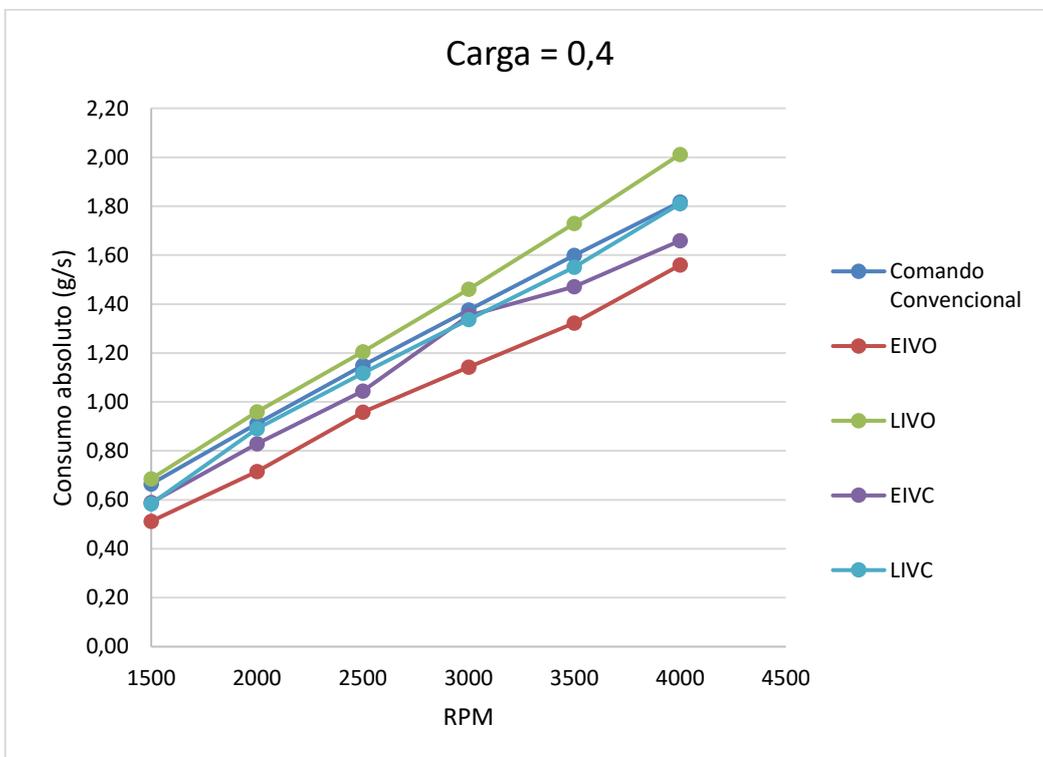


Figura 4-13. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,4).
Fonte: O autor (2020).

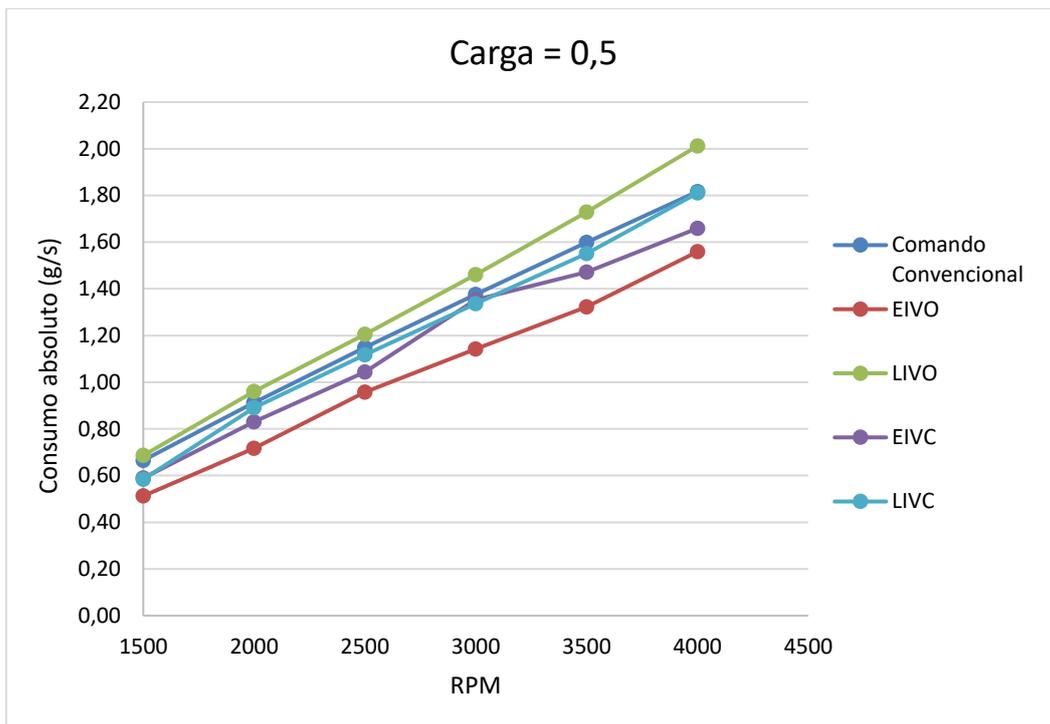


Figura 4-14. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,5).
Fonte: O autor (2020).

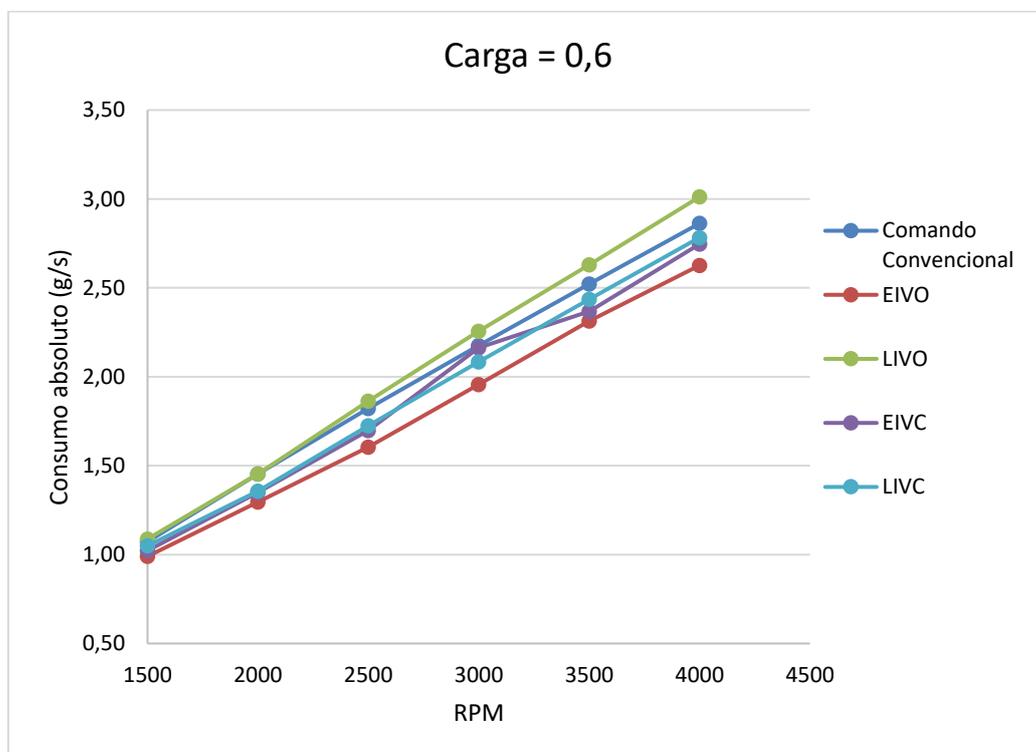


Figura 4-15. Consumo absoluto em relação à rotação (Carga = 0,6).
Fonte: O autor (2020).

De acordo com as Figuras 4-11 a 4-15, é possível notar três características relativas ao CA:

1) As estratégias que fecham as válvulas de admissão antes do PMI (*EIVO* e *EIVC*) apresentam os menores valores de CA para todas as condições simuladas;

2) Com o aumento de carga há uma redução das diferenças entre os consumos absolutos de cada estratégia;

3) Maiores rotações resultam em maiores diferenças entre os consumos.

Essas características estão diretamente relacionadas ao *backflow* e ao *EGR* interno. O *EGR* interno ocorre quando há *overlap* das válvulas de escape e admissão, fazendo com que haja um fluxo de gases queimados para o coletor de admissão. Guimarães (2008) afirma que o *EGR* interno reduz virtualmente a cilindrada do motor, pois esses gases são inertes e, portanto, causam uma redução de carga no motor. Dessa forma, o *EGR* interno auxilia no controle de carga, reduzindo as perdas por bombeamento geradas pela válvula borboleta. Em relação ao *EGR* interno, vale ressaltar alguns aspectos particulares de cada estratégia:

- *EIVO* possui a maior taxa de retorno de gases queimados por utilizar uma maior sobreposição de abertura das válvulas;

- *LIVO* não gera *EGR* interno por utilizar *IVO* muito maior que *EVC* (*exhaust valve closing*);

- Comando convencional, *EIVC* e *LIVC* utilizam $IVO = -20^\circ$, ou seja, *IVO* ocorre 20° antes do PMS. Como *EVC* ocorre em 15° , isso corresponde a apenas 35° de *overlap*, intervalo insuficiente para gerar *EGR* interno.

O *backflow*, por sua vez, é causado pelo atraso no fechamento das válvulas de admissão após o PMI, no início da compressão. Com isso, parte da massa admitida retorna ao coletor de admissão, causando um aumento na pressão média efetiva do coletor de admissão que, por sua vez, implica em uma redução do trabalho de bombeamento (GUIMARÃES, 2008). Considerações sobre o *backflow* nas estratégias:

- *EIVO* e *EIVC* não geram *backflow* por realizar *IVC* antes do PMI;

- *LIVO* e *LIVC* possuem as maiores taxas de *backflow*, pois realizam *IVC* quase no final da compressão.

4.3. Consumo específico (CE)

O consumo específico mede a relação entre o consumo de combustível e a potência gerada pelo motor (em g/kWh). A medida de potência obtida com as simulações desse trabalho é a potência indicada. Dessa forma, o consumo específico obtido corresponde ao consumo específico indicado (CE_i), onde:

$$CE_i = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot \dot{m}_c}{\dot{W}_i} \quad (4.1)$$

O fator $3,6 \cdot 10^6$ é necessário para correção de unidades. Com isso, CE_i mede a capacidade do motor em converter o combustível consumido em potência indicada; apresentando, portanto, o custo da potência naquele motor.

Analogamente ao CA, obteve-se os resultados de CE_i pela simulação do motor com diferentes condições de torque e rotação. Para cada valor de

rotação tem-se o mesmo torque para todas as estratégias de válvulas. O título dos gráficos indica a carga com a qual o motor de comando convencional (base de comparação) foi simulado. Assim, todas as estratégias apresentam o mesmo torque para a mesma rotação, o que possibilita a comparação direta entre os consumos específicos obtidos.

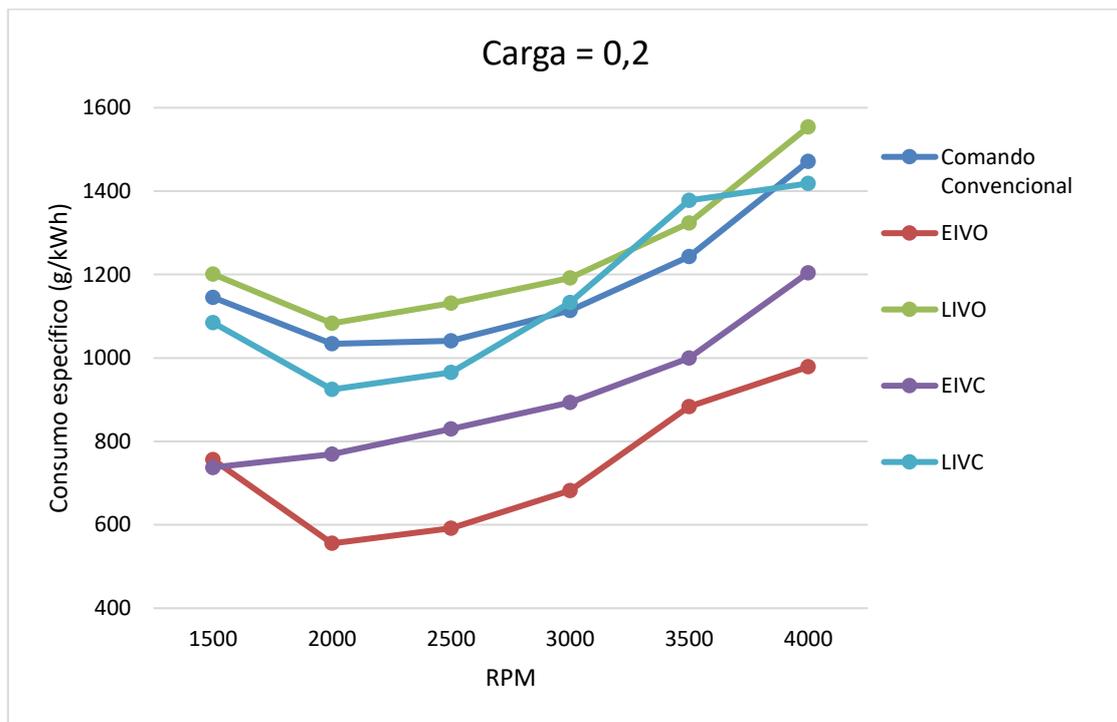


Figura 4-16. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,2).
Fonte: O autor (2020).

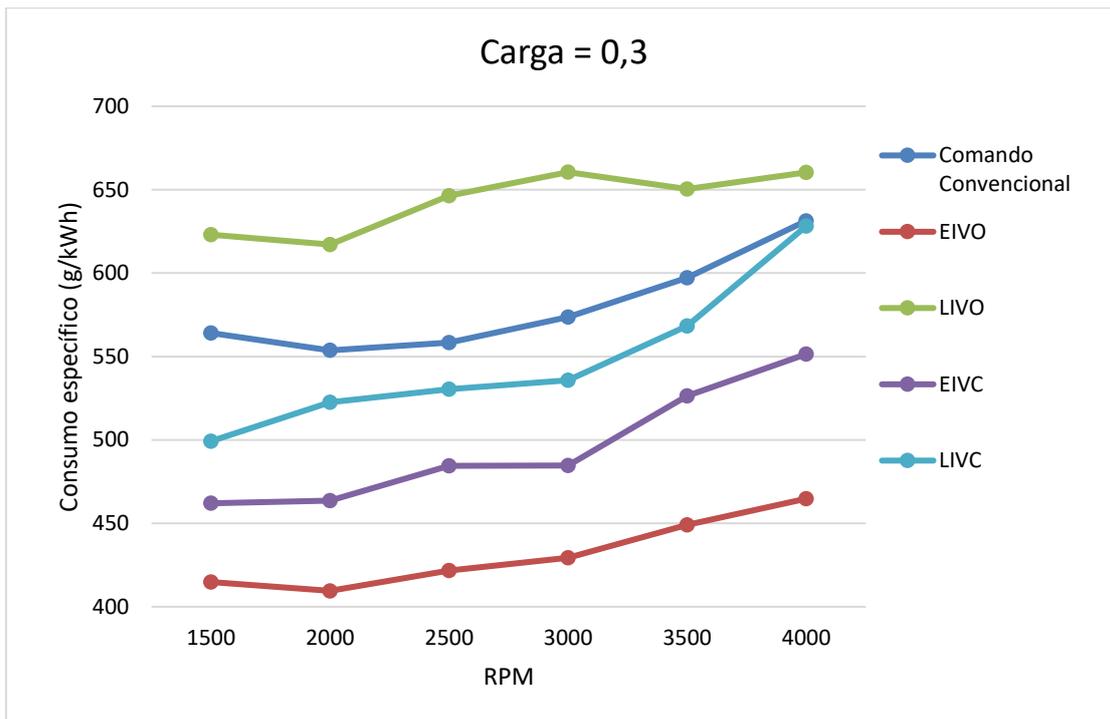


Figura 4-17. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,3).
Fonte: O autor (2020).

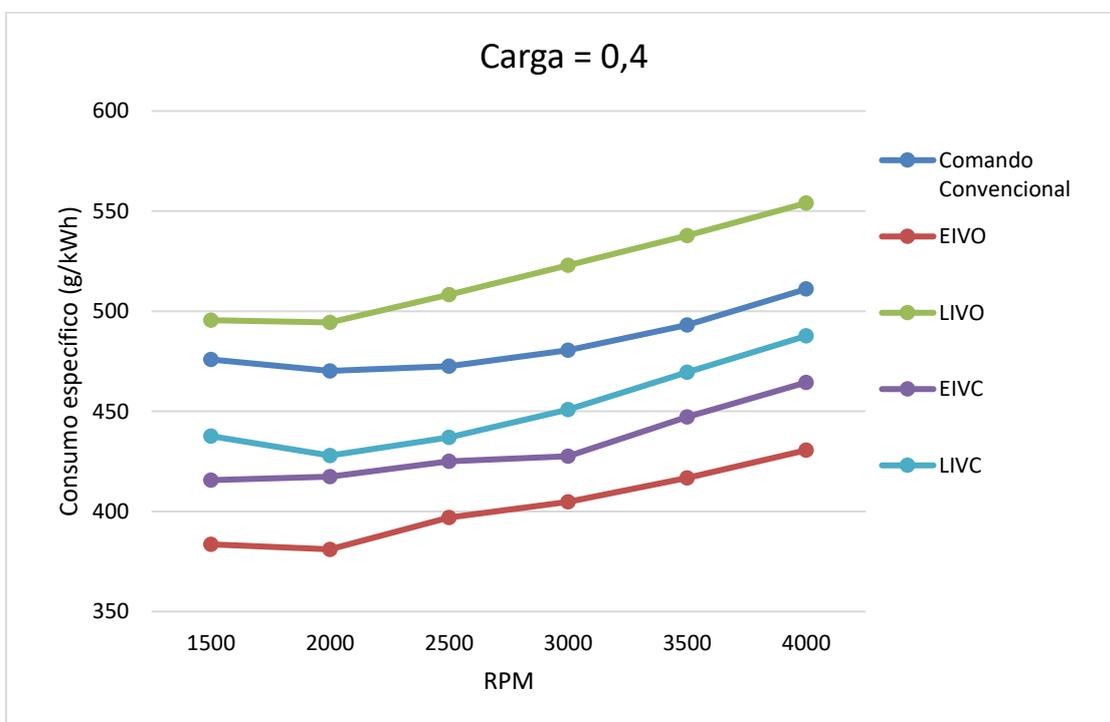


Figura 4-18. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,4).
Fonte: O autor (2020).

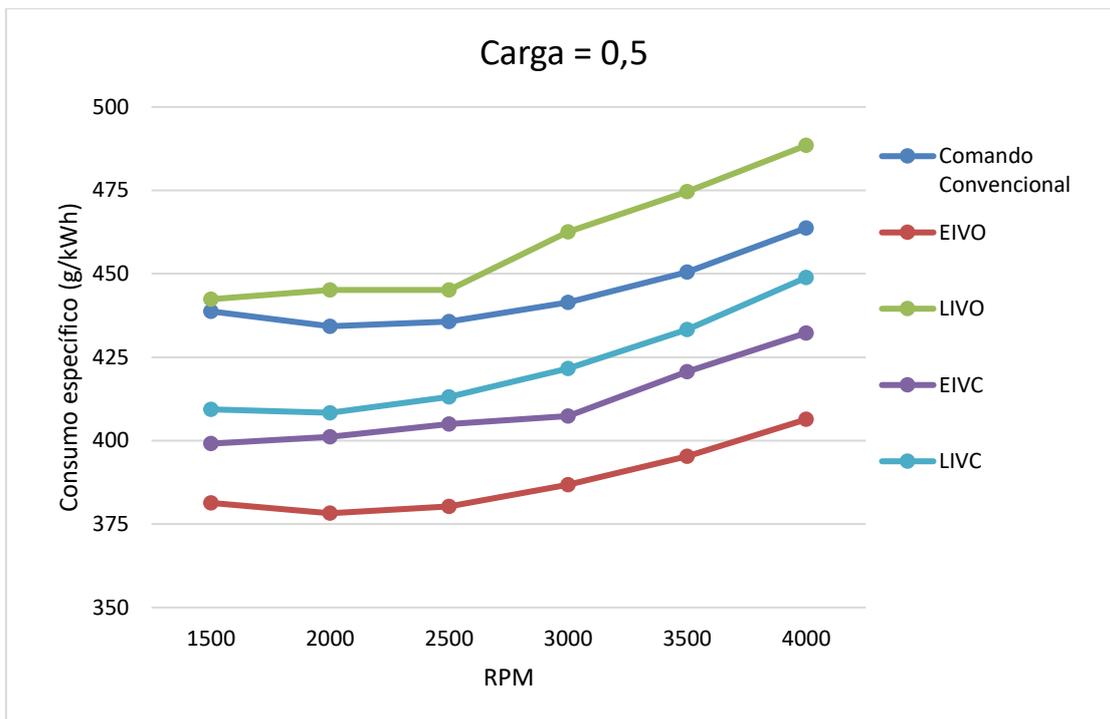


Figura 4-19. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,5).
Fonte: O autor (2020).

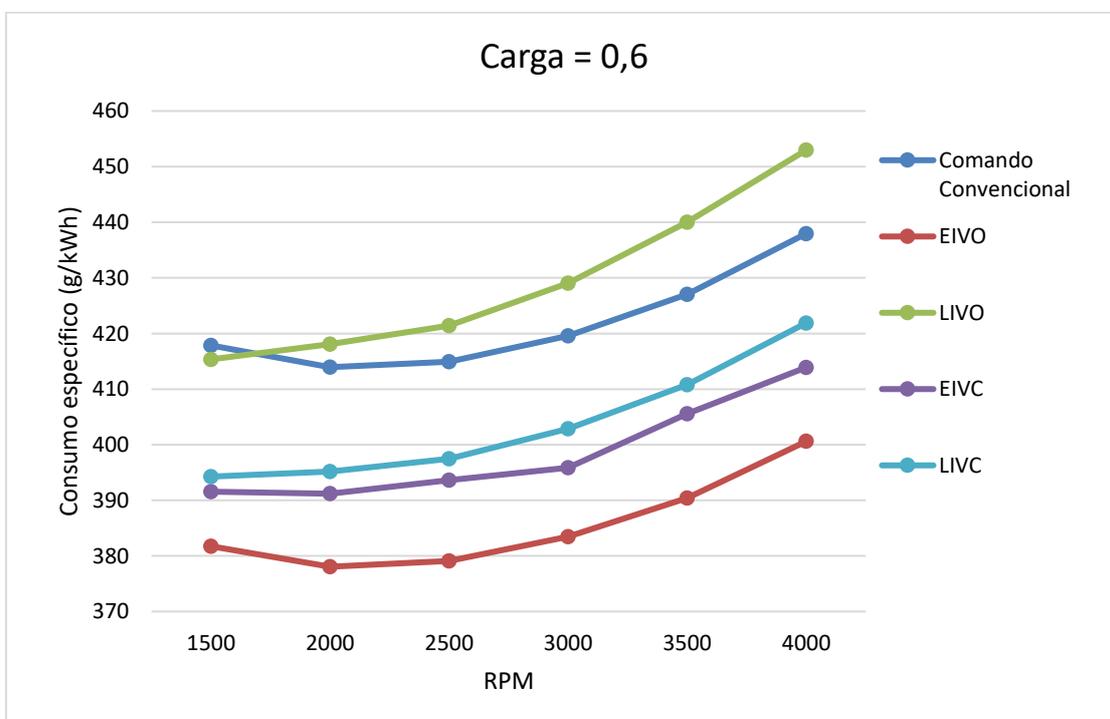


Figura 4-20. Consumo específico em relação à rotação (Carga = 0,6).
Fonte: O autor (2020).

4.4. Eficiência térmica indicada (η_i)

A eficiência térmica indicada é o parâmetro mais relevante para esse trabalho, pois o objetivo é encontrar estratégias de válvulas que possibilitem ao motor eficiências maiores em cargas parciais.

O rendimento térmico indicado corresponde à razão entre a energia liberada na combustão e a potência indicada que o motor gera. Com isso, η_i mede a eficiência com a qual o motor transforma a energia da combustão em potência indicada. A equação (2.11) descreve o cálculo de η_i .

O procedimento utilizado para a eficiência térmica indicada foi o mesmo dos parâmetros anteriores. A apresentação dos resultados, porém, foi realizada em função do torque para cada valor de rotação. Dessa forma, é possível comparar o rendimento que cada configuração do motor apresenta para gerar o mesmo torque indicado:

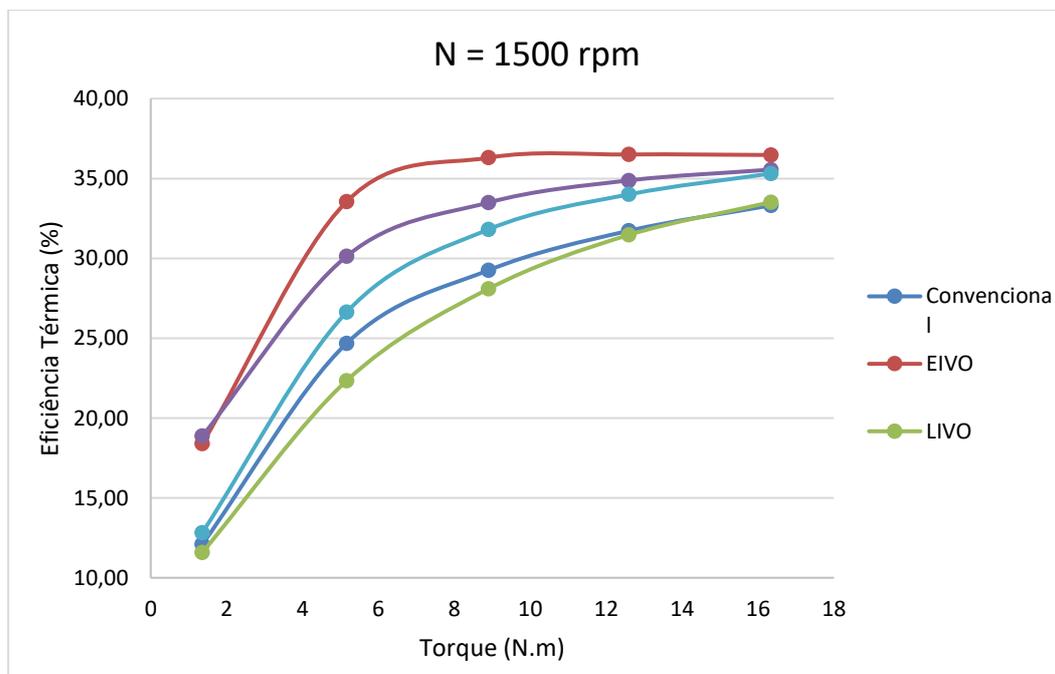


Figura 4-21. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (1500 rpm).
Fonte: O autor (2020).

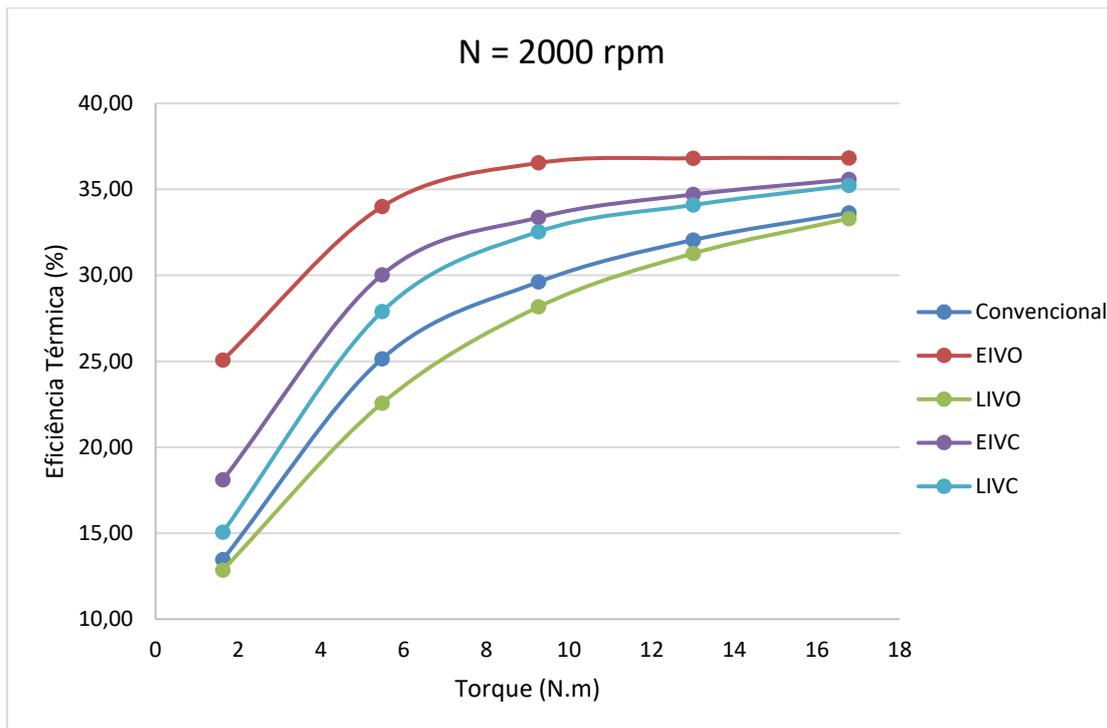


Figura 4-22. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (2000 rpm).
Fonte: O autor (2020).

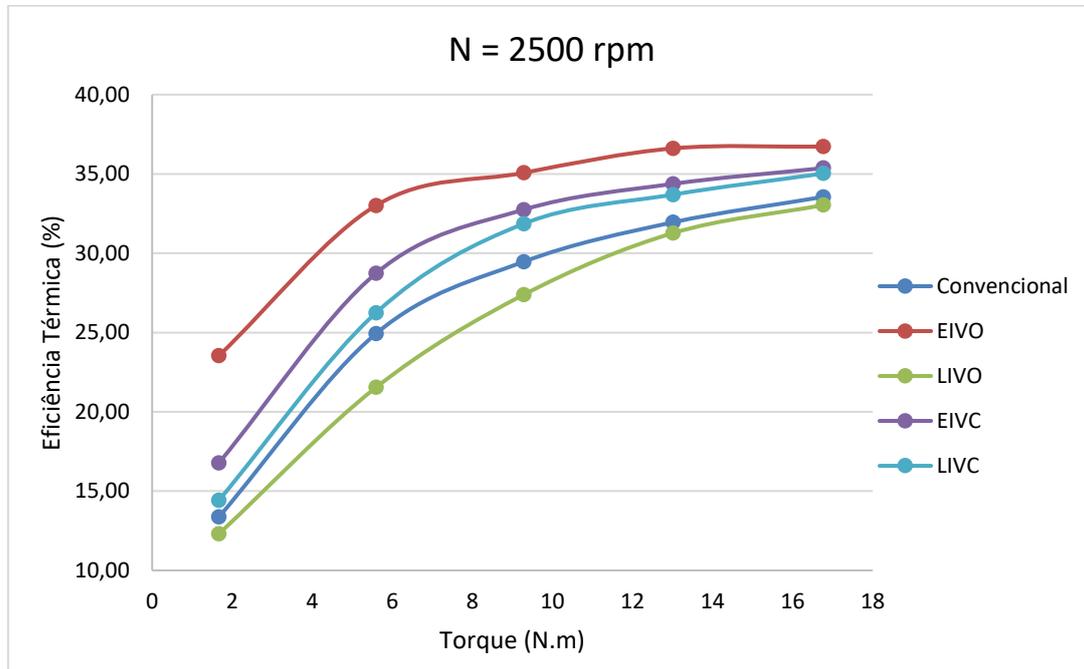


Figura 4-23. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (2500 rpm).
Fonte: O autor (2020).

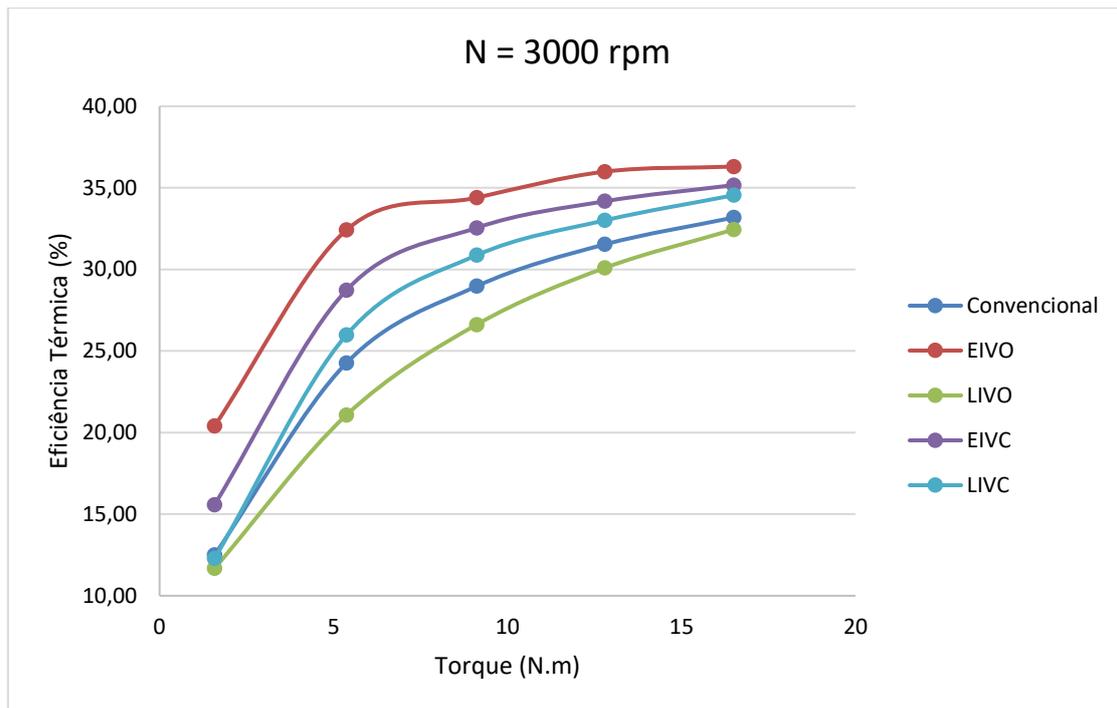


Figura 4-24. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (3000 rpm).
 Fonte: O autor (2020).

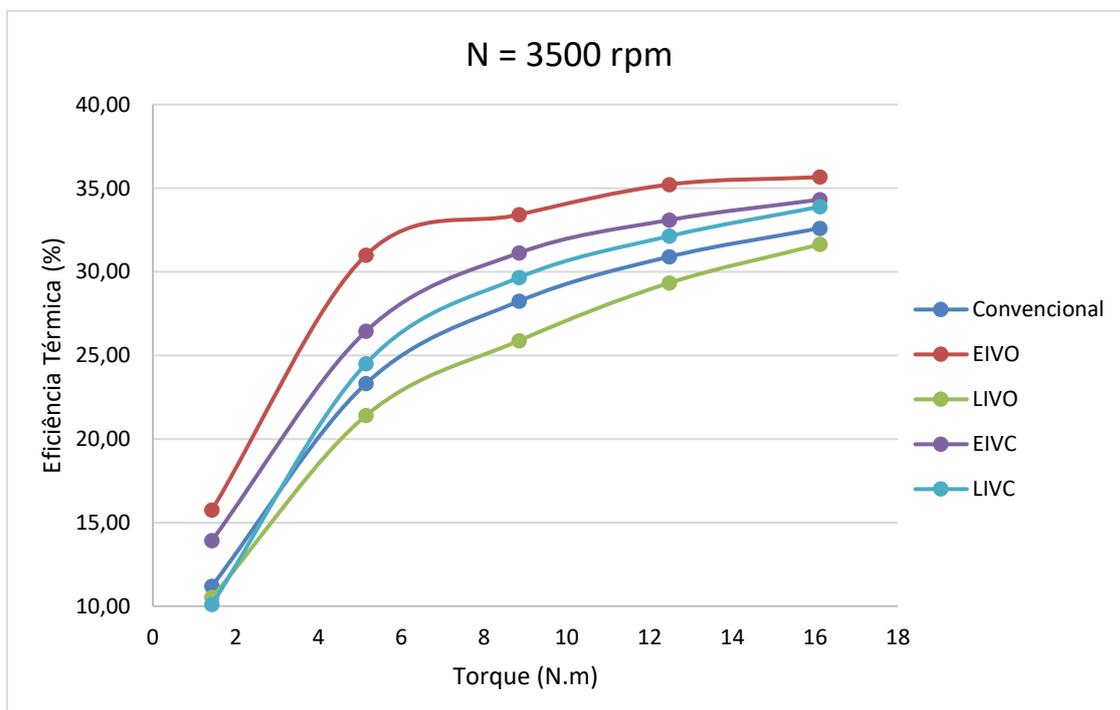


Figura 4-25. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (3500 rpm).
 Fonte: O autor (2020).

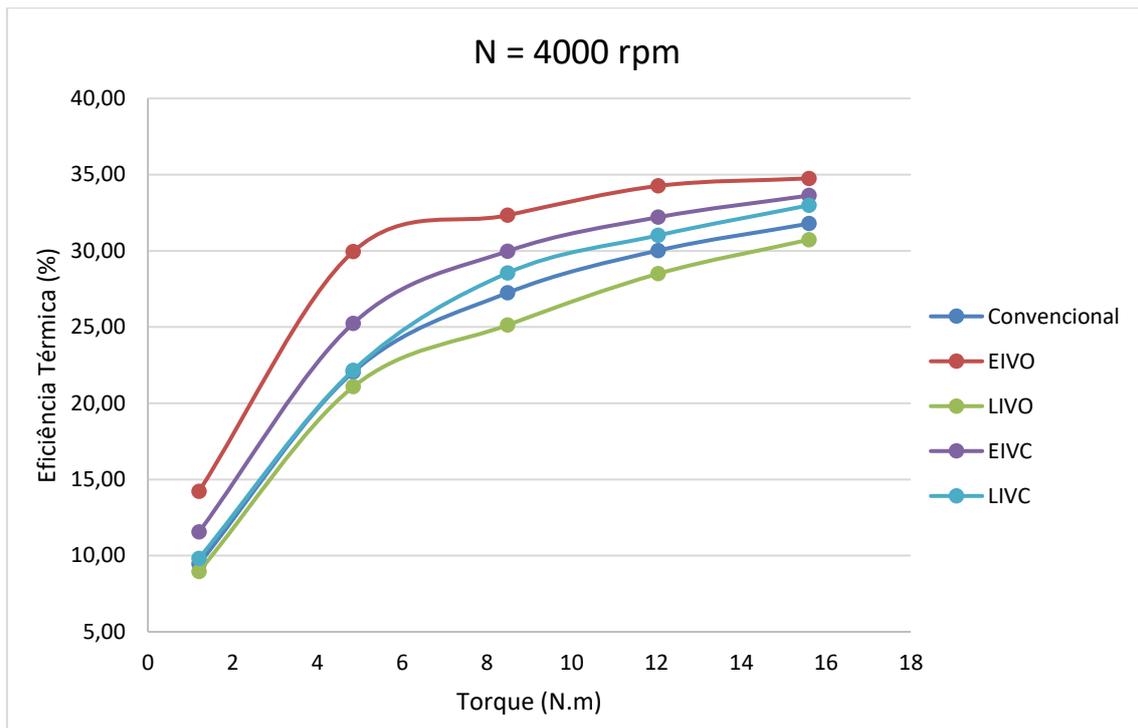


Figura 4-26. Eficiência térmica indicada vs torque indicado (4000 rpm).
 Fonte: O autor (2020).

4.5. Fluxo mássico de gases

Os gráficos de fluxo mássico são importantes para análise da influência de cada estratégia sobre a dinâmica de admissão e exaustão dos gases do cilindro. Conforme apresentado na introdução desse capítulo, o comportamento do fluxo de gases varia muito de acordo com a estratégia de válvula utilizada. A seguir são apresentados os gráficos de fluxo mássico de cada estratégia, sempre sob as mesmas condições de rotação (2500 rpm) e torque indicado (9,3 N.m). Vale ressaltar que as Figuras 4-27 a 4-31 utilizam uma escala angular de 0° a 720°. As representações anteriores, porém, utilizavam a escala de -360° a 360°.

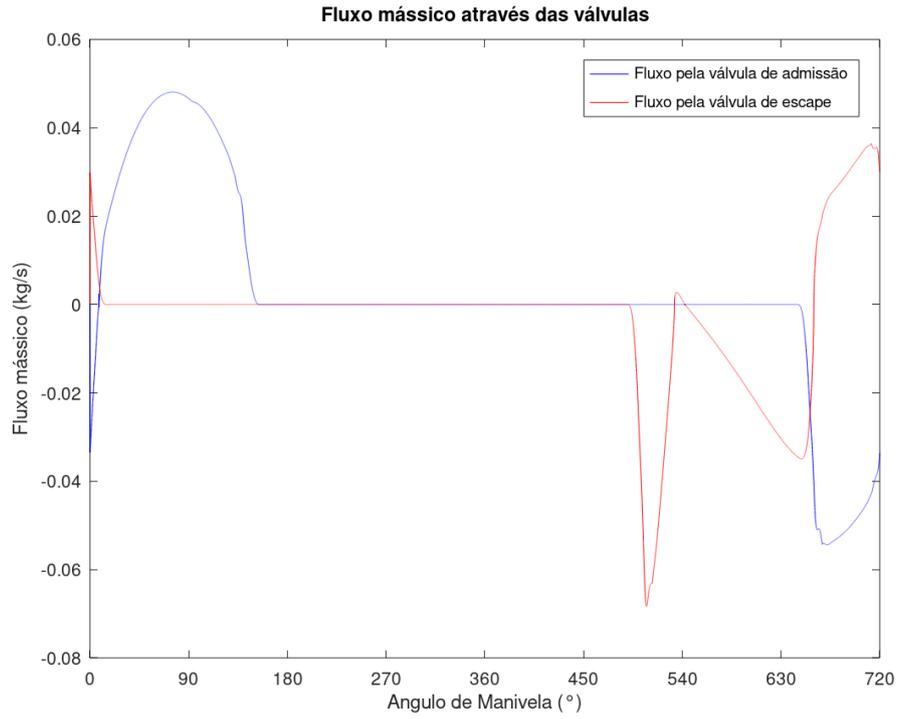


Figura 4-27. Fluxo mássico através das válvulas – *EIVO* ($IVO = 631^\circ$).

Fonte: O autor (2020).

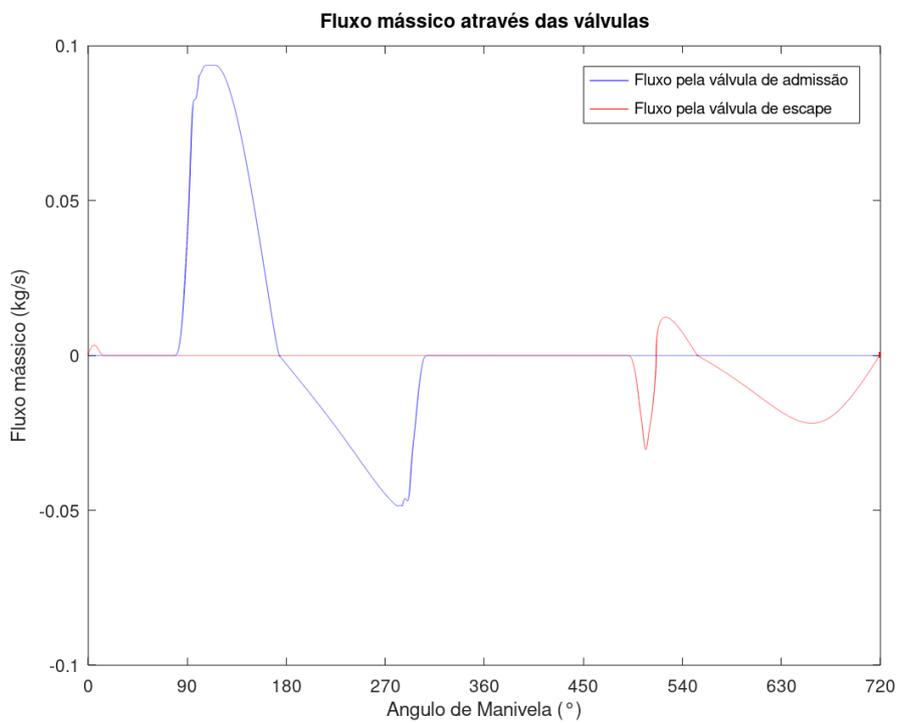


Figura 4-28. Fluxo mássico através das válvulas – *LIVO* ($IVO = 75^\circ$).

Fonte: O autor (2020).

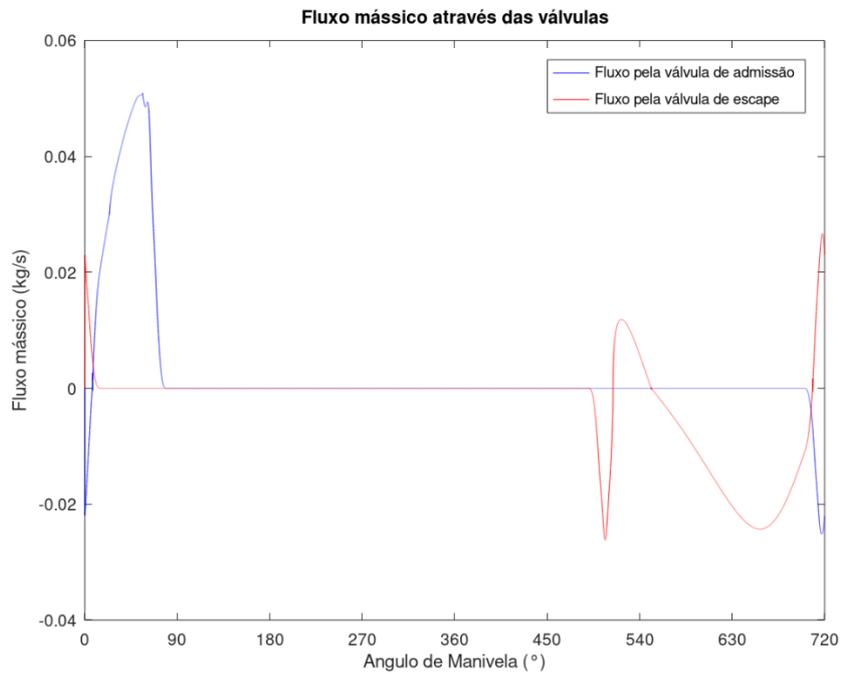


Figura 4-29. Fluxo mássico através das válvulas – *EIVC* ($IVC = 98^\circ$).

Fonte: O autor (2020).

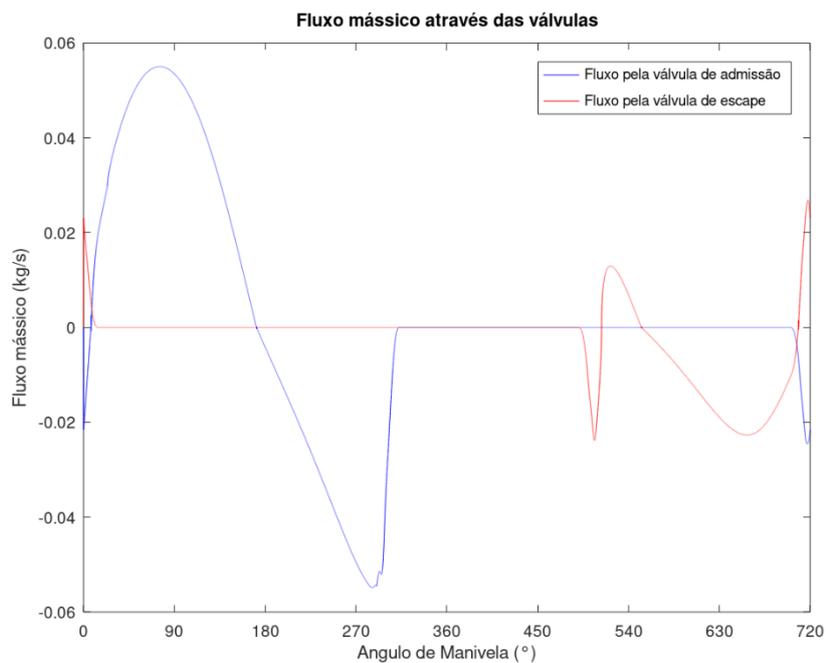


Figura 4-30. Fluxo mássico através das válvulas – *LIVC* ($IVC = 328^\circ$).

Fonte: O autor (2020).

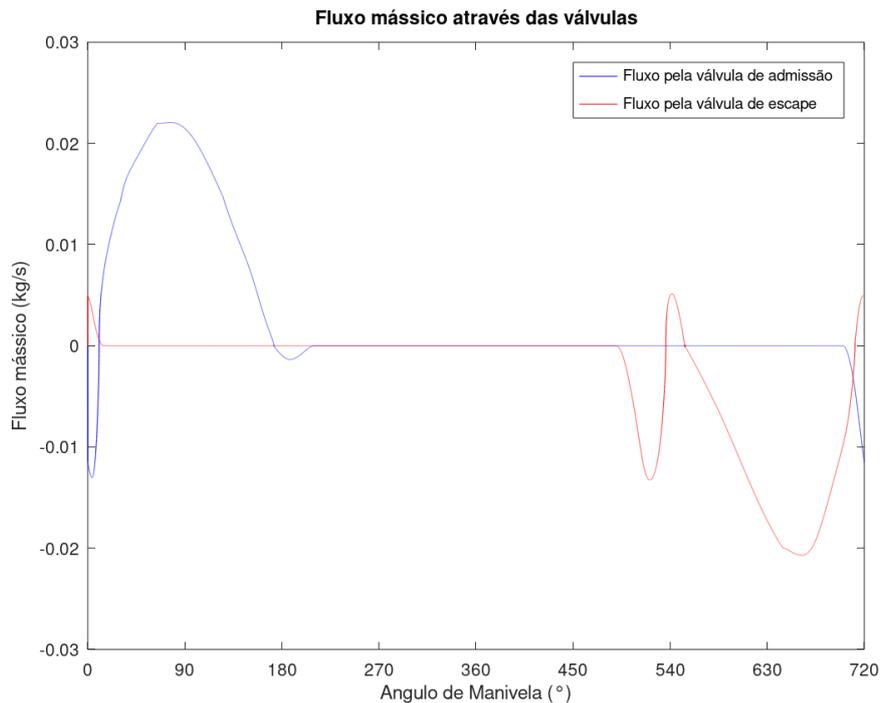


Figura 4-31. Fluxo mássico através das válvulas - comando convencional.
 Fonte: O autor (2020).

Os resultados de fluxo mássico comprovam o que foi previsto no item 4.1 sobre *EGR* interno e *backflow*. Dessa forma, nota-se que *EIVO* (Figura 4-32) possui a maior taxa de *EGR* interno, porém não apresenta *backflow*. *LIVO* apresenta um grande *backflow*, mas não gera *EGR* interno. *EIVC* não apresenta *backflow*, mas gera uma pequena taxa de *EGR* interno. *LIVC* apresenta um grande *backflow* e a mesma taxa de *EGR* interno que *EIVC*. Aqui é possível notar que pode ser preferível que se tenha *EGR* interno sem *backflow*; visto que *EIVC* apresentou um rendimento térmico indicado superior ao de *LIVC* (Figura 4-18) e a única diferença de fluxo mássico entre eles é o *backflow* de *LIVC*. Outra desvantagem do grande *backflow* é que, em motores que não possuem injeção direta, a massa que retorna ao coletor de admissão é composta por ar e combustível. Isso pode ser perigoso. Por fim, percebe-se que o comando convencional apresenta taxas pequenas de *backflow* e de *EGR* interno.

5. Conclusões

Os resultados obtidos evidenciam, sem sombra de dúvidas, o potencial de ganho de rendimento térmico relacionado à otimização do *timing* das válvulas de admissão. A principal ferramenta para essa otimização é o entendimento completo dos fenômenos que envolvem o processo de funcionamento dos motores ICE 4T, uma vez que os parâmetros passíveis de alteração são interdependentes.

As expectativas preliminares – talvez pelo destaque histórico do ciclo Miller – eram que *EIVC* e *LIVC* apresentariam os melhores rendimentos entre todas as estratégias testadas. Realmente, ambas apresentaram rendimentos superiores aos do comando convencional, ficando abaixo, porém, dos rendimentos de *EIVO*; que não está relacionada ao ciclo Miller e sim com o gás residual.

Ao longo desse trabalho foram apresentados embasamentos teóricos e resultados que culminaram, por fim, na superioridade de *EIVO* em relação às outras estratégias. Em outras palavras, pode-se concluir que *EIVO* é a estratégia que reúne em si mais características desejadas para se melhorar o rendimento térmico em cargas parciais de um motor ICE 4T aspirado. Essas características são: elevada taxa de compressão efetiva, baixo trabalho de bombeamento e controle de carga sem comprometer a eficiência volumétrica do motor. Quanto à detonação, porém, é necessária uma análise mais detalhada. O fato de *EIVO* manter gases inertes no interior do cilindro pode significar temperaturas mais baixas durante a combustão. Por outro lado, esses gases são resíduos de combustão e estão quentes, o que pode causar o efeito inverso e elevar a temperatura de combustão, favorecendo a detonação.

De acordo com os diagramas P-V apresentados, fica evidente que, fora *EIVO*, todas as outras estratégias são incapazes de garantir controle de carga gerar trabalho de bombeamento ou redução da taxa de compressão efetiva. Com *EIVO* isso é possível graças à grande taxa de *EGR* interno.

Conclui-se, portanto, que a melhor forma de se controlar a carga de um motor ICE 4T é pelo adiantamento de *IVO*. Essa opção gera um maior *EGR* interno que atua como controle de carga enquanto a taxa de compressão efetiva pode ser mantida e a eficiência volumétrica se torna superior pela menor restrição do fluxo de admissão.

Como sugestão de temas para trabalhos futuros, pode-se citar a análise dos efeitos de *EIVO* sobre a detonação e o aprimoramento dos *timings* de *EVO* e *EVC*. Em motores tradicionais, usa-se *EVO* adiantado para garantir uma exaustão mais completa dos gases queimados. Entretanto, em um motor com *EIVO* esse efeito não é desejado, justamente pelo fato de se usar os gases queimados como estratégia para redução de carga do motor. Como isso, pode-se reduzir o avanço de *EVO* visando um aproveitamento ainda melhor da energia de combustão. A taxa de gases residuais no interior do cilindro é função do *overlap* entre *EVC* e *IVO*. Dessa forma, pode-se obter maiores ganhos de rendimento térmico com a otimização do *timing* de *EVC*.

Referências Bibliográficas:

Anderson M, Assanis D, Filipi Z. *First and second law analyses of a naturally-aspirated, Miller cycle, SI engine with late intake valve closure*. SAE Paper; 1998.

Brunetti, F. (2012). *Motores de combustão interna* (Vols. 1-2). São Paulo, SP: Blucher.

Guimarães, Leonardo da Mata. *Análise de Escoamento Dinâmico em Coletores de Admissão de Motores de Combustão Interna com Variador de Fase*. Dissertação de mestrado – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008.

Heywood, J. B. (c1988). *Internal combustion engine fundamentals*. New York, NY: McGraw-Hill.

Li, Tie; Gao, Yi; Wang Jiasheng; Chen Ziquian. *The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC*. Science Direct Article; 2013.

Martins, J. (c2006). *Motores de combustão interna* (2. ed.). Porto: Blucher.

Ribeiro B. S.; Martins, J. *DESENVOLVIMENTO DO CONCEITO DE MOTOR SOBRE-EXPANDIDO – análise teórica, numérica e experimental*. 8º CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECANICA, Cusco, 2007.

Turns, S. R. (2012). *An introduction to combustion: concepts and applications* (3rd ed.). New York, NY: McGraw-Hill.

Xu M, Li T, Wu D. *Thermodynamic analysis of EGR effects on the first and second law efficiencies of a boosted spark-ignited direction-injection gasoline engine*. Science Direct Article; 2013.

Links Visitados:

- 1- <https://exame.com/brasil/carros-representam-726-da-emissao-de-gases-efeito-estufa-em-sp/#:~:text=Um%20estudo%20in%C3%A9dito%20lan%C3%A7ado%20pelo,por%20ve%C3%ADculos%20motorizados%20na%20capital.>
- 2- <http://www.antonioquilherme.web.br.com/Arquivos/motores.php>
- 3- <https://www.novacana.com/etanol/anidro-hidratado-diferencas#:~:text=O%20etanol%20hidratado%20combust%C3%ADvel%20possui,anidro%20%C3%A9%20praticamente%20etanol%20puro.>
- 4- <http://www.dem.uminho.pt/People/jmartins/Motor%20Miller.pdf>
- 5- http://www.fem.unicamp.br/~franklin/ES672/pdf/mot_alternat_ciclos.pdf
- 6- <https://www.ebah.com.br/content/ABAAABq1sAL/apostila-motor-combustao-interna-ciclo-otto?part=10>
- 7- <http://youdiyauto.blogspot.com/2012/08/thick-oil-and-vvt-i-startup-tick.html>
- 8- https://www.autozine.org/technical_school/engine/vvt_5.html
- 9- <https://cacadordecarrros.com.br/o-que-e-e-para-que-serve-o-vtec-dos-hondas/>
- 10- <https://sites.google.com/site/fl20011/evolucaoautomoveis/home/pt/tecnologias-para-reduzir-o-impacto-ambiental/vtec>
- 11- <https://www.melett.com/uncategorised/new-honda-vtec-turbo-engine/>
- 12- <https://link.springer.com/article/10.1007%2FBF03227902>

13-<https://newatlas.com/flat-releases-multi-air-engine-technology--is-this-a-fundamental-breakthrough-in-internal-combustion-engine-design/11184/>

14-<https://newatlas.com/flat-releases-multi-air-engine-technology--is-this-a-fundamental-breakthrough-in-internal-combustion-engine-design/11184/>

15-<https://quattrorodas.abril.com.br/noticias/entenda-a-revolucao-do-motor-sem-comando-de-valvulas/>

16-<https://www.freevalve.com/insights/cam-less-valve-train-opportunities/>

17-<https://www.motor1.com/news/128991/koenigsegg-first-driveable-camless-engine/>