

GERMANO MENZEL

**OTIMIZAÇÃO DAS EFICIÊNCIAS TÉRMICA
E VOLUMÉTRICA DE UM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA MULTICILÍNDRICO
USANDO OS MÉTODOS NSGA-II E
EVOLUÇÃO DIFERENCIAL**

CURITIBA

Dezembro 2017

GERMANO MENZEL

**OTIMIZAÇÃO DAS EFICIÊNCIAS TÉRMICA E
VOLUMÉTRICA DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA MULTICILÍNDRICO USANDO OS
MÉTODOS NSGA-II E EVOLUÇÃO DIFERENCIAL**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Stephan Hennings Och

CURITIBA

Dezembro 2017

Dados da Catalogação na Publicação
Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Sistema Integrado de Bibliotecas – SIBI/PUCPR
Biblioteca Central

M551o
2017 Menzel, Germano
Otimização das eficiências térmica e volumétrica de um motor de combustão interna multicilíndrico usando os métodos NSGA-II e evolução diferencial / Germano Menzel ; orientador: Stephan Hennings Och. – 2017. 89 f. : il. ; 30 cm

Dissertação (mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 2017
Bibliografia: f. 72-76

1. Engenharia mecânica. 2. Motores de combustão interna.
3. Termodinâmica. I. Och, Stephan Hennings. II. Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD 20. ed. – 620.1

TERMO DE APROVAÇÃO

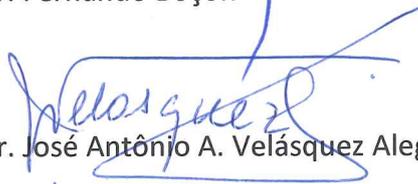
Germano Menzel

Otimização das Eficiências Térmica e Volumétrica de um Motor de Combustão Interna Multicilíndrico Usando os Métodos NSGA-II e Evolução Diferencial

Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre no Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola Politécnica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, pela seguinte banca examinadora:



Prof. Dr. Fernando Boçon
UFPR



Prof. Dr. José Antônio A. Velásquez Alegre
UTFPR



Prof. Dr. Luís Mauro Moura
PUCPR, Co-Orientador



Prof. Dr. Stephan Hennings Och
PUCPR, Orientador



Curitiba, 13 de dezembro de 2017

Este trabalho é dedicado à minha família e à memória de Luiz Guilherme Letti Souza.

Agradecimentos

Agradeço à Pontifícia Universidade Católica do Paraná por proporcionar a oportunidade de realizar o Mestrado na Instituição e por me haver concedido a bolsa (taxa) para este fim.

Agradeço de maneira especial ao meu orientador Prof. Dr. Stephan Hennings Och e ao meu coorientador Prof. Dr. Luís Mauro Moura pelo norteamento na elaboração do trabalho e nas decisões tomadas durante este processo e, principalmente, pela atenção e companheirismo.

Agradeço, com muito prazer, à minha família (Luiz Antônio, Maristela e Gregorio Menzel, avós e padrinhos), meus amigos e minha noiva (Maria Eduarda Letti Souza) por haverem me concedido a estrutura necessária para levar este projeto a cabo, pelo amor nunca ausentado e pela paciência sempre demonstrada.

*“Não treine até acertar pela primeira vez,
treine até não mais errar.
(Andrea Pirlo, 1979 -)*

Resumo

A parcela de motores produzidos com sistemas de sincronismo de válvulas vem crescendo de maneira drástica nos últimos anos, dada a também crescente demanda de aprimorar a operação e as eficiências destes. Então, esta dissertação tem como objetivo otimizar as eficiências térmica e volumétrica em um motor de combustão interna multicilíndrico através do sincronismo de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão. O modelo zero-dimensional é utilizado para a combustão no interior da câmara para o motor de ignição por compressão, resolvido pelo método Runge-Kutta de quarta ordem, e a taxa de liberação de energia é dada pela função de Wiebe. A curva de elevação das válvulas é descrita pelo modelo parabólico. Utiliza-se uma modelagem unidimensional não-estacionária para o escoamento nos dutos, com fluido considerado gás perfeito, compressível e não-isentrópico. As condições de contorno nas extremidades ligadas à junção são determinadas pelo método proposto por Ortenzi e Vesco. O motor multicilíndrico demonstrou desempenho adequado àquele esperado, tanto nos cilindros quanto nos dutos e junções. Os métodos utilizados para a otimização multi-objetivo são o NSGA-II (Algoritmo Genético com classificação não dominada) e a Evolução Diferencial (EDMO). Quando aplicados ao modelo monocilíndrico, os métodos encontraram resultados comparáveis a obtidos através de métodos mono-objetivos em trabalhos anteriores, com a EDMO apresentando melhores métricas de soluções não dominadas, Hipervolume e Espaçamento. Também demonstraram bons resultados para o modelo multicilíndrico, novamente com um melhor desempenho da EDMO. Enfim, o atraso do fechamento da válvula de admissão é a variável que demonstra a maior influência nas eficiências, por facilitar a admissão da massa de ar e a eficiência volumétrica conseqüentemente, porém diminuindo a térmica pelo acréscimo de massa não ocasionar aumento proporcional do trabalho produzido.

Palavras-chave: motor de combustão interna, multicilíndrico, otimização multi-objetivo, eficiência volumétrica, eficiência térmica, sincronismo de válvulas

Abstract

The number of produced engines with valve timing systems has been increasing drastically in the past years, due to the also increasing demand of higher efficiencies and better operation. Therefore, this dissertation aims to analyze the behavior of volumetric and thermal efficiencies in a multi-cylinder internal combustion engine by applying multi-objective optimizations with exhaust and inlet valves timing as design variables. The zero-dimensional model is used for the combustion in the chamber for the compression ignition engine, solved by the fourth order Runge-Kutta method, and the rate of energy release is given by Wiebe's function. The valves' lift curve is described by a parabolic model. An one-dimensional unsteady model is used for the flow in ducts, whose fluid is considered a perfect compressible non-isentropic gas. The boundary conditions on the ends flowing through the junction are defined by Ortenzi and Vesco method. The multi-cylinder engine issued a performance in accordance to the one expected, on the cylinders and on the ducts and junctions as well. The multi-objective optimizations are performed by NSGA-II (Non-dominated Genetic Algorithm) and Differential Evolution (MODE) methods. When applied to the mono-cylinder model, both methods had comparable results as the ones encountered on previous works, with MODE having the best metrics for non-dominated solutions, Hypervolume and Spacing. Their results for the multi-cylinder model were also satisfying, with MODE performing best one more time. Finally, the inlet valve closing angle was the decision variable affecting efficiencies the most, where late closing angles facilitate the admission of air hence increasing the volumetric efficiency and reducing the thermal though, for this increase on the mass does not result on a proportional increase on the produced work.

Keywords: internal combustion engine, multi-cylinder, multi-objective optimization, volumetric efficiency, thermal efficiency, valve timing

Lista de ilustrações

Figura 1 – Ciclo comum de um motor de quatro tempos.	4
Figura 2 – Visão geral do ciclo do motor.	5
Figura 3 – Legenda da Tabela 2.	7
Figura 4 – Processo de admissão do cilindro utilizando o método VVA proposto por Leroy et al. (2009).	9
Figura 5 – Dois exemplos do tecnologia VVA.	9
Figura 6 – Torque de frenagem e eficiência volumétrica em função do avanço do <i>ivo</i>	10
Figura 7 – Razão da pressão de ar e pressão da mistura na admissão em função da razão de equivalência.	12
Figura 8 – Efeito da razão da pressão de exaustão para admissão em relação à eficiência volumétrica num ciclo ideal.	13
Figura 9 – Efeito do comprimento do duto de admissão na eficiência volumétrica por velocidade de rotação.	16
Figura 10 – Eficiência volumétrica em função da velocidade média do pistão.	16
Figura 11 – Efeito na eficiência volumétrica dos diversos fenômenos do escoamento de ar em função da velocidade média do pistão.	17
Figura 12 – Efeito da (a) abertura de válvula e (b) elevação na eficiência volumétrica por velocidade de rotação.	18
Figura 13 – Volume de controle para aplicação do modelo de combustão de uma zona.	23
Figura 14 – Volume de controle de escoamento do duto.	27
Figura 15 – Desenho da válvula à esquerda e, à direita, a simplificação para o modelo proposto.	32
Figura 16 – Esquema da disposição dos dutos, juntas e cilindros.	36
Figura 17 – Soluções de uma geração qualquer e a fronteira não dominada.	42
Figura 18 – Processo de classificação do NSGA-II.	45
Figura 19 – Processo de geração do vetor doador ($v_{i,G+1}$).	46
Figura 20 – Demonstração do processo do cruzamento da ED.	47
Figura 21 – Exemplo do Hipervolume num problema multi-objetivo de minimização.	49
Figura 22 – Nomenclatura dos cilindros e dutos.	52
Figura 23 – Volume no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela e a indicação dos processos em cada um deles.	52
Figura 24 – Temperatura no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela.	53
Figura 25 – Pressão no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela.	53
Figura 26 – Massa da mistura no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela.	54

Figura 27 – Vazões mássicas nas válvulas de admissão e exaustão em função do ângulo da manivela.	54
Figura 28 – Temperatura a 40 mm das válvulas de admissão em função do ângulo da manivela.	55
Figura 29 – Pressão a 40 mm das válvulas de admissão em função do ângulo da manivela.	55
Figura 30 – Massa específica a 40 mm das válvulas de admissão em função do ângulo da manivela.	55
Figura 31 – Velocidade a 40 mm das válvulas de admissão em função do ângulo da manivela.	55
Figura 32 – Pressão nos dutos de admissão no início do processo de admissão do Cil ₁ (–351°).	56
Figura 33 – Pressão nos dutos de admissão no fim do processo de admissão do Cil ₁ (–168°).	56
Figura 34 – Pressão nos dutos de admissão no início do processo de admissão do Cil ₂ (–81°).	57
Figura 35 – Pressão nos dutos de admissão no fim do processo de admissão do Cil ₂ (102°).	57
Figura 36 – Velocidade nos dutos de admissão no início do processo de admissão do Cil ₁ (–351°).	57
Figura 37 – Velocidade nos dutos de admissão durante o processo de admissão do Cil ₁ (–261°).	57
Figura 38 – Velocidade nos dutos de admissão no início do processo de admissão do Cil ₂ (–81°).	58
Figura 39 – Velocidade nos dutos de admissão durante o processo de admissão do Cil ₂ (9°).	58
Figura 40 – Pressão nos dutos de exaustão durante o processo de exaustão do Cil ₁ (180°).	58
Figura 41 – Pressão nos dutos de exaustão durante o processo de exaustão do Cil ₂ (–270°).	58
Figura 42 – Velocidade nos dutos de exaustão durante o processo de exaustão do Cil ₁ (180°).	59
Figura 43 – Velocidade nos dutos de exaustão durante o processo de exaustão do Cil ₂ (–270°).	59
Figura 44 – Fronteira de Pareto gerada pelo método NSGA-II.	60
Figura 45 – Fronteira de Pareto gerada pelo método EDMO.	61
Figura 46 – Variáveis de decisão ótimas para 1000 rpm.	63
Figura 47 – Variáveis de decisão ótimas para 2000 rpm.	64
Figura 48 – Variáveis de decisão ótimas para 3000 rpm.	64

Figura 49 – Variáveis de decisão ótimas para 4000 rpm.	65
Figura 50 – Fronteiras de Pareto geradas pelo métodos NSGA-II e EDMO para o motor multicilíndrico a 3000 rpm.	66
Figura 51 – Variáveis de decisão ótimas pela EDMO 3000 rpm.	67
Figura 52 – Variáveis de decisão ótimas pelo NSGA-II 3000 rpm.	68
Figura 53 – Fluxograma do código com a paralelização implementada.	81
Figura 54 – Pressão nos dutos de admissão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.	84
Figura 55 – Velocidade nos dutos de admissão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.	85
Figura 56 – Temperatura nos dutos de admissão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.	86
Figura 57 – Pressão nos dutos de exaustão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.	87
Figura 58 – Velocidade nos dutos de exaustão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.	88
Figura 59 – Temperatura nos dutos de exaustão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.	89

Lista de tabelas

Tabela 1 – Ângulos comuns para a abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, conforme Heywood (1988).	7
Tabela 2 – Classificação geral da tecnologia VVA.	8
Tabela 3 – Propriedade geométricas das válvulas.	25
Tabela 4 – Limites aceitáveis para os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão.	60
Tabela 5 – Principais parâmetros do NSGA-II.	61
Tabela 6 – Principais parâmetros da EDMO.	61
Tabela 7 – Valores máximos da eficiência volumétrica e a respectiva eficiência térmica, no formato: η_v (η_t).	62
Tabela 8 – Indicadores comparativos dos métodos de otimização multi-objetivo proposto.	62
Tabela 9 – Valores máximos da eficiência volumétrica e a respectiva eficiência térmica e vice-versa para os dois métodos.	66
Tabela 10 – Indicadores comparativos dos métodos NSGA-II e EDMO.	66
Tabela 11 – Algoritmo NSGA-II.	78
Tabela 12 – Algoritmo ord-não-dominado(P)	78
Tabela 13 – Algoritmo ord-dist-aglomeração(I)	79
Tabela 14 – Principais dados do motor.	82
Tabela 15 – Principais dados do motor.	83

Lista de abreviaturas e siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AG	Algoritmo Genético
AVL	Instituto de Motores de Combustão Interna (<i>Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen</i>)
CI	Ignição por compressão (<i>compression ignition</i>)
CDS	Esquema de diferenças centrais (<i>Central Differences Schemes</i>)
ED	Evolução Diferencial
EDMO	Evolução Diferencial Multi-Objetivo
EGR	Recirculação dos Gases de Exaustão (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
<i>evc</i>	Retardo ao fechamento da válvula de exaustão (<i>exhaust valve closing</i>)
<i>evo</i>	Avanço à abertura da válvula de exaustão (<i>exhaust valve opening</i>)
<i>FCT</i>	Esquema de transporte de fluxo corrigido (<i>Flux Corrected Transport</i>)
GA	Algoritmo genético (<i>Genetic Algorithm</i>)
HV	Hipervolume (<i>Hypervolume</i>)
HPM	Método de perturbação homotópica (<i>Homotopy Perturbation Method</i>)
<i>ivc</i>	Retardo ao fechamento da válvula de admissão (<i>inlet valve closing</i>)
<i>ivo</i>	Avanço à abertura da válvula de admissão (<i>inlet valve opening</i>)
LST	Laboratório de Sistemas Térmicos
LW2S	Lax-Wendroff de dois passos (<i>Lax-Wendroff 2-Step</i>)
NSGA	Algoritmo Genético com classificação não-dominada (<i>Nondominated Sorting Genetic Algorithm</i>)
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
SI	Ignição por centelha (<i>spark ignition</i>)

SP	Espaçamento (<i>Spacing</i>)
TVD	Esquema de diminuição da variação total (<i>Total Variation Diminishing</i>)
VVA	Atuação variável de válvulas (<i>Variable Valve Actuation</i>)
VVL	Elevação variável de válvula (<i>Variable Valve Lift</i>)
VVLT	Elevação e tempo de abertura/fechamento variáveis de válvula (<i>Variable Valve Lift and Timing</i>)
VVT	Tempo de abertura/fechamento variável de válvula (<i>Variable Valve Timing</i>)

Lista de símbolos

A	Área [m ²]
B	Comprimento da biela [mm]
$bsfc$	Consumo específico de combustível de frenagem [kg/(kW · h)]
C	Curso do pistão [mm]
c	Velocidade do som [m/s]
c_A	Nível de entropia [m/s]
D	Diâmetro [mm]
F	Força [N]
(F/A)	Razão combustível-ar [-]
h	Entalpia específica [J/kg]
k	Razão dos calores específicos [-]
M	Massa molar [kg/mol]
m	Massa [kg]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
N	Velocidade de rotação [rpm]
P	Pressão [Pa]
PCI	Poder calorífico inferior [MJ/kg]
Q	Quantidade de movimento linear [kgm/s]
\dot{q}	Taxa de transferência de calor por unidade de massa [W/kg]
q''	Taxa de transferência de calor por unidade de área [W/m ²]
R	Constante particular do gás [J/(kg · K)]
r_c	Taxa de compressão [-]
s	Entropia específica [J/(kg · K)]

T	Temperatura [K]
t	Tempo [s]
u	Energia interna específica [J/kg]
V	Volume [m ³]
\dot{V}	Vazão volumétrica [m ³ /s]
v	Velocidade [m/s]
W	Trabalho [J]
\dot{W}	Potência [W]
w	Velocidade do gás [m/s]
y	Elevação instantânea da válvula [m]
z	Coordenada espacial [m]

Caracteres Gregos

α	Ângulo [°]
β	Variável de Riemann [m/s]
γ	Variável de Riemann [m/s]
ϵ	Energia total pelo volume [Pa/s]
η	Eficiência [-]
θ	Ângulo da manivela [°]
λ	Variável de Riemann [m/s]
π	Número Pi [-]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ϕ	Razão de equivalência [-]
χ	Fração molar do gás [-] ou fração de queima [-]
ψ	Razão entre a área da garganta e a área do extremo do duto [-]
ω	Velocidade de rotação [rpm]

Subscritos

<i>ad</i>	Pela válvula de admissão
<i>c</i>	Combustão
<i>d</i>	Deslocado
<i>e</i>	Exaustão ou entrada
<i>ex</i>	Pela válvula de exaustão
<i>ext</i>	Externo ao duto
<i>f</i>	Combustível (<i>fuel</i>) ou de atrito (<i>friction</i>)
<i>g</i>	Garganta
<i>i</i>	Admissão (<i>intake</i>)
<i>ig</i>	Ignição
<i>n</i>	Valores não corrigidos
<i>ref</i>	Referência
<i>s</i>	Saída ou seção transversal
<i>t</i>	Térmica
<i>teo</i>	Teórica
<i>v</i>	Volumétrica
<i>w</i>	Parede (<i>wall</i>)
o	Condição referência

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivos	3
1.1.1	Objetivo geral	3
1.1.2	Objetivos específicos	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Ciclo do motor	4
2.2	Operação das válvulas	6
2.2.1	Abertura e fechamento das válvulas	6
2.2.2	Atuação variável das válvulas	7
2.3	Eficiência volumétrica	10
2.3.1	Efeitos quasi-estáticos	11
2.3.2	Efeitos quasi-estáticos e dinâmicos combinados	14
2.3.3	Recirculação dos gases de exaustão (EGR)	18
2.4	Eficiência térmica	19
2.5	Motores multicilíndricos	20
3	METODOLOGIA	22
3.1	Modelos matemáticos de processos no interior da câmara	22
3.2	Curva de elevação das válvulas	25
3.3	Modelo matemático do escoamento nos dutos	26
3.4	Método das características	29
3.4.1	Condições de contorno	31
3.5	Modelo multicilíndrico	35
3.6	Cálculo das eficiências	40
3.7	Otimização multi-objetivo	41
3.7.1	NSGA-II (<i>Nondominated Sorting Genetic Algorithm - II</i>)	44
3.7.2	EDMO - Evolução Diferencial Multi-Objetivo	45
3.7.3	Métricas de performance em otimizações multi-objetivo	47
3.8	Códigos de otimização e paralelização	49
4	RESULTADOS	51
4.1	Análise do modelo numérico proposto	51
4.2	Aplicação dos métodos de otimização multi-objetivo no motor monocilíndrico	59
4.3	Otimização multi-objetivo do motor multicilíndrico	65

5	CONCLUSÃO	69
	REFERÊNCIAS	72
	ANEXOS	77
	ANEXO A – ALGORITMOS PARA O NSGA-II	78
	ANEXO B – ALGORITMO PARA JUNÇÃO	80
	ANEXO C – FLUXOGRAMA DA PARALELIZAÇÃO	81
	ANEXO D – DADOS DO MOTOR	82
	ANEXO E – RESULTADOS NOS DUTOS	84

1 Introdução

Os primeiros relatos de motores de combustão interna operados com sucesso foram nos meados do século XIX. Desenvolvidos por Étienne Lenoir (1822 - 1900), a combustão destes motores ocorria nos dois lados do pistão e possuíam, no máximo, uma eficiência térmica de 5% e potência de 4,5 kW. Dos muitos grandes inventores desse período, dois se destacam, Nicolaus A. Otto (1832 - 1891) e Eugen Langen (1833-1895), que criaram o motor Otto-Langen em 1867 com uma eficiência térmica de 11%. Posteriormente, em 1876, Otto seria lembrado por desenvolver um motor de quatro tempos, cujo projeto com aperfeiçoamentos ainda é utilizado atualmente. Em 1884, foi encontrada uma patente não publicada de 1862 por Alphonse Beau de Rochas (1815 - 1893) que descrevia um motor de quatro tempos, levantando dúvidas na validade da patente de Otto (HEYWOOD, 1988).

No fim do século XIX os motores de combustão interna foram implementados em automóveis pela primeira vez e, neste mesmo período, foram criados os motores de dois tempos. Em torno de 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel (1858 - 1913) aperfeiçoou seu motor de ignição por compressão tornando-o basicamente no motor que é utilizado nas aplicações atuais (PULKRABEK, 2004).

A poluição gerada e os combustíveis utilizados sempre impactaram e ditaram o ritmo do desenvolvimento de motores. Inicialmente era usada gasolina e pequenas frações de óleo cru, após a segunda guerra mundial passou-se a utilizar gasolinas craqueadas termicamente devido à escassez de petróleo, por exemplo. Principalmente a partir desse período, iniciaram duas vertentes de pesquisas e demandas: aumentar a eficiência dos motores e buscar outras fontes de combustível para estes. Sobre o último, várias fontes foram estudadas desde então, como o próprio Diesel, gás natural, metanol, etanol e mais recentemente o hidrogênio (BAI-GANG; HUA-YU; FU-SHUI, 2014).

Em relação à busca da maximização das eficiências, sabe-se que a eficiência volumétrica é grandemente afetada pelo processo de admissão e exaustão do sistema. Portanto, ao se alterar estas variáveis de projeto (como comprimento ou diâmetro dos dutos, aberturas e fechamentos de válvulas, entre outros), pode-se buscar condições específicas do funcionamento do motor, como a própria eficiência volumétrica ou a térmica, a máxima potência ou até um melhor consumo de combustível.

A eficiência volumétrica é usada para mensurar a efetividade do processo de admissão em um motor de quatro tempos, e pode ser definida como a razão da vazão mássica de ar admitido pelo sistema de admissão, pela vazão mássica do volume deslocado em condições atmosféricas locais num motor de aspiração natural. Já a eficiência térmica, está ligada ao consumo específico do combustível e é definida como a razão do trabalho produzido

pela quantidade de energia fornecida pelo combustível na combustão, representada pelo seu poder calorífico inferior.

De acordo com Torregrosa et al. (2011), a otimização do sistema de admissão em motores Diesel turboalimentados é um complexo problema multidisciplinar. Este é normalmente composto por uma série de elementos, como filtro de ar, compressor, *intercooler*, dutos, volumes, curvas das interligações e junções quando se trata de um motor multicilíndrico. O comportamento de alguns desses elementos não é linear e é afetado pelas condições da operação.

É importante que haja um bom projeto do sistema de admissão e o mesmo pode ser dito do sistema de exaustão, principalmente quando aplicados a um motor multicilíndrico. Isto normalmente requer muitos testes, indo contra as demandas da indústria: processos rápidos, confiáveis e com bom custo-benefício. Por mais que testes em motores físicos sejam vastamente utilizados com este propósito, têm alto valor e requerem que o protótipo do motor esteja em um estágio avançado (TORREGROSA et al., 2011). Portanto, um modelo nesta área é muito bem recebido, inclusive por indústrias.

Vários parâmetros podem ser alterados e aprimorados para otimizar o funcionamento do motor. Um modelo de sincronismo de abertura e fechamento das válvulas de exaustão e admissão, por exemplo, já foi provado que melhora o consumo de combustível, diminui as emissões e aprimora o torque em qualquer condição operacional (SABARUDDIN et al., 2015). O constante estreitamento da legislação de emissões de exaustão e de consumo de combustíveis faz com que a busca de novas técnicas para otimizar estes dois pontos em motores de combustão interna seja de extrema importância atualmente (POURNAZERI; KHAJEPOUR, 2016).

Em pesquisa realizada pela IHS Automotive (2013) com projeções até 2019, motores de combustão interna que não possuíam um sistema de abertura e fechamento variável de válvula ou de elevação variável tiveram sua participação drasticamente reduzida de aproximadamente 32 % dos 10,5 milhões de motores produzidos em 2013 para 9,1 % dos 13,2 milhões previstos para 2019, na Europa. Mostrando o alto interesse da indústria no abertura/fechamento variável de válvula.

Portanto, a utilização de métodos de otimização para encontrar os pontos ótimos de abertura/fechamento e elevação de válvula que gerem as melhores eficiências térmica e volumétrica para cada rotação do motor, e assim determinar a configuração de operação ótima do motor como um todo é uma abordagem que permite atender às demandas da indústria.

Neste sentido, primeiramente, nesta dissertação é adaptado um modelo de simulação numérica de um motor de combustão interna monocilíndrico preexistente (desenvolvido por Och (2014)) a uma configuração multicilíndrica a fim de avaliar a dinâmica dos gases

desta configuração. Esta adaptação se faz necessária para aproximar o modelo numérico à maioria das aplicações reais, por mais que esteja ocorrendo uma vertente de redução no número de cilindros, a média destes em motores produzidos na Europa em 2015 é de 3,9 (ICCT, 2016). Em seguida, metodologias de otimização multi-objetivo são aplicadas para encontrar as eficiências volumétrica e térmica ótimas através da variação dos tempos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão a fim de determinar as melhores configurações para a operação do motor. Por fim, apresenta-se uma análise dos fenômenos envolvidos e do comportamento das duas eficiências.

Esta dissertação está dividida em 5 capítulos, sendo o primeiro esta Introdução. O segundo capítulo traz uma revisão bibliográfica dos assuntos propostos acima. No terceiro capítulo, os modelos matemáticos utilizados são apresentados, bem como a metodologia da otimização multi-objetivo a ser realizada. No quarto capítulo, os resultados obtidos são apresentados e discutidos. E no último, a dissertação é concluída e propostas de trabalhos futuros são discutidas.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Utilizar as metodologias NSGA-II e Evolução Diferencial para maximizar as eficiências volumétrica e térmica de um modelo numérico de um motor de combustão interna multicilíndrico através do sincronismo das válvulas de admissão e exaustão.

1.1.2 Objetivos específicos

- a) adaptar um modelo numérico de um motor de combustão interna preexistente para a configuração multicilíndrica, incluindo suas interligações e junções;
- b) aplicar os métodos NSGA-II e Evolução Diferencial de otimização multi-objetivo para maximizar as eficiências volumétrica e térmica ao alterar os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão;
- c) comparar com a resposta do monocilíndrico e concluir sobre a dinâmica dos gases;
- d) explicar fisicamente a razão pela qual a eficiência volumétrica aumenta e a térmica diminui em certos casos.

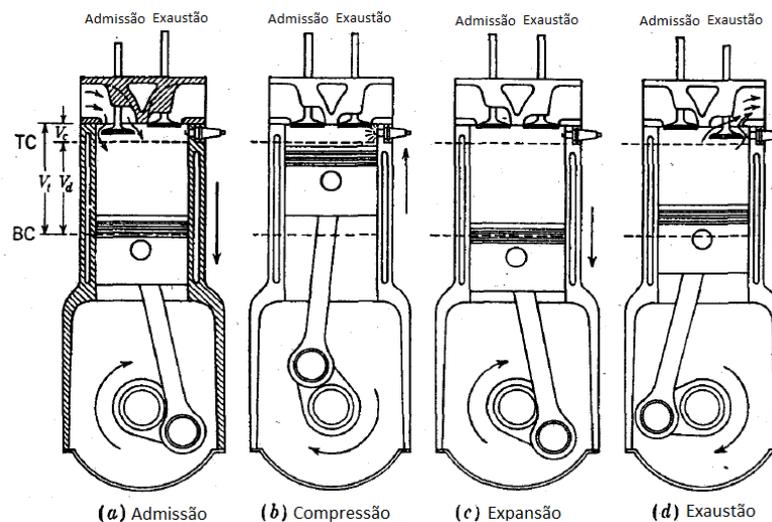
2 Revisão Bibliográfica

Neste Capítulo 2 serão discutidas definições e apresentados trabalhos recentes nos seguintes temas: operação das válvulas (seção 2.2), eficiência volumétrica (seção 2.3), eficiência térmica (seção 2.4) e o modelo multicilíndrico (seção 2.5).

2.1 Ciclo do motor

Um motor de combustão interna pode ter seu funcionamento classificado de diversas formas, sendo o ciclo de motor de quatro tempos uma delas. Um ciclo de motor de quatro tempos é dividido em quatro etapas e são necessárias duas voltas de seu eixo para que seja completado um ciclo. Este processo está mostrado na Figura 1 e no esquema abaixo, segundo Pulkrabek (2004):

Figura 1 – Ciclo comum de um motor de quatro tempos.



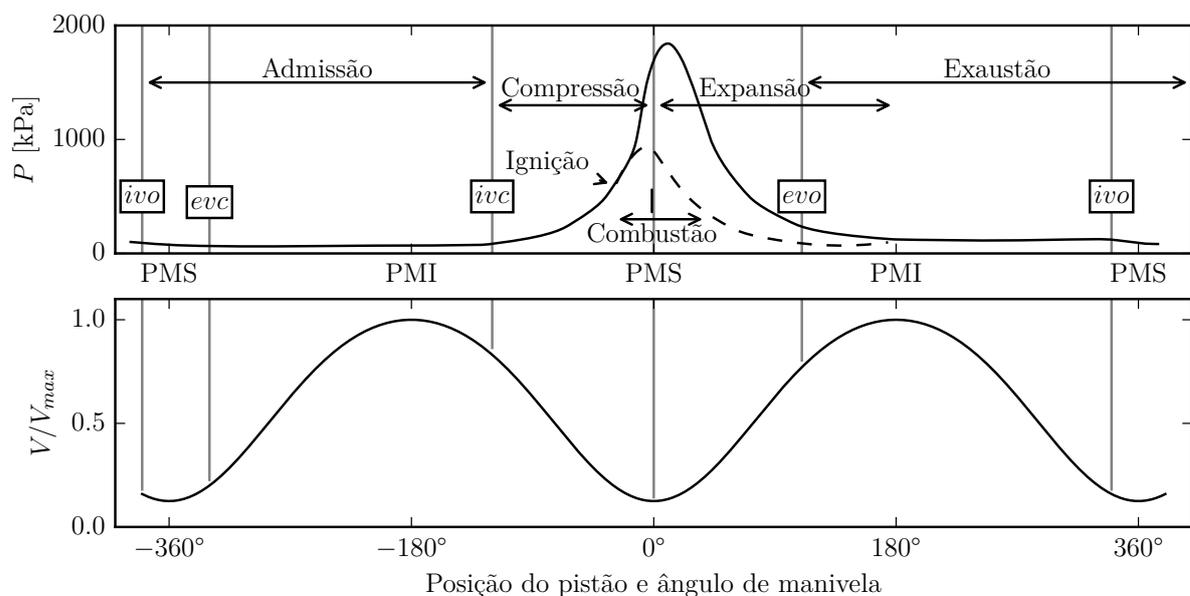
Fonte: Adaptado de Heywood (1988)

1. Admissão: inicia com o pistão no topo do cilindro (ponto morto superior, PMS) e finaliza com ele na sua base (ponto morto inferior, PMI), curso que faz com que os gases da mistura (ar e combustível) penetrem no cilindro pela válvula de admissão em motores SI (ignição por centelha – *Spark Ignition*), em motores CI (ignição por compressão – *Compression Ignition*) só há a entrada de ar;
2. Compressão: com o fechamento de ambas as válvulas, o pistão continua seu curso agora comprimindo a mistura no cilindro e, no final deste ciclo, inicia-se a combustão através da vela de ignição para motores SI ou através da auto-ignição em motores

- CI, devido à adição de combustível no fim deste processo no ar comprimido em alta temperatura;
3. Expansão: inicia-se com o pistão no PMS e termina no PMI. No final deste processo, a válvula de exaustão é aberta para que a mistura seja liberada e diminua a pressão no interior da câmara;
 4. Exaustão: nesta etapa a mistura queimada é liberada da câmara de combustão através do movimento do pistão em direção ao PMS e pela diferença da pressão entre o interior do cilindro e a pressão nos dutos de exaustão. Próximo ao fim deste curso, a válvula de exaustão é fechada e a válvula de admissão é aberta para a entrada da nova mistura e o processo inicia novamente.

Esse processo pode ser melhor elucidado pela Figura 2, que mostra a evolução da pressão e do volume adimensional no interior do cilindro durante um ciclo do motor. Nela, observa-se através da variação do volume no interior do cilindro que o ciclo requer que o pistão passe duas vezes pelo PMS e duas vezes pelo PMI para ser completado. Pela variação da pressão durante o ciclo, a linha pontilhada mostra o que ocorre num motor onde não há ignição, e a linha contínua mostra o funcionamento de um motor SI. Interessante notar que a combustão ocorre entre os processos de compressão e expansão, e o último é finalizado após o início da etapa da exaustão.

Figura 2 – Visão geral do ciclo do motor.



Fonte: Adaptado de Heywood (1988)

2.2 Operação das válvulas

2.2.1 Abertura e fechamento das válvulas

Usualmente, estendem-se os períodos das válvulas abertas além das etapas de admissão e exaustão para melhorar a carga e descarga dos cilindros e fazer melhor uso da inércia dos gases nos sistemas de admissão e exaustão. Tipicamente, ainda observando-se a Figura 2, a válvula de exaustão fecha de 15 a 30° após o PMS e a válvula de admissão abre de 10 a 20° antes do PMS. Ambas válvulas estão abertas durante um período de cruzamento (*overlap period*), e quando a pressão de admissão for menor do que a pressão de exaustão haverá fluxo reverso dos gases de exaustão para dentro do cilindro e do cilindro para a admissão. A vantagem deste cruzamento se dá em altas rotações, quando longos períodos de válvulas abertas aumentam a eficiência volumétrica. Quando o pistão passa pelo PMS e a pressão no cilindro cai abaixo da pressão de admissão, gases fluem da admissão ao cilindro. A válvula de admissão permanece aberta de 40 a até 60° após o PMI para que uma carga nova continue entrando no cilindro após o PMI (HEYWOOD, 1988).

A abertura da válvula de admissão (*ivo*) inicia normalmente de 10 a 20° antes do PMS. O desempenho do motor não é muito sensível a esta variável, no entanto, deve ocorrer suficientemente anterior ao PMS para que a pressão não reduza antecipadamente na etapa da admissão. O fechamento da válvula de admissão (*ivc*) geralmente está entre 40 e 60° após o PMI para prover mais tempo ao preenchimento do cilindro quando a pressão deste é menor do que no coletor de admissão no PMI. O *ivc* é um dos principais determinantes de altas eficiências volumétricas em altas rotações devido ao efeito *RAM*, mas também afeta baixas rotações devido ao efeito do escoamento reverso (HEYWOOD, 1988). A abertura da válvula de exaustão (*evo*) ocorre de 50 a 60° antes do PMI – muito anterior ao fim da expansão – para que a expansão natural (*blowdown*) ajude a expelir os gases de exaustão. O objetivo disto é reduzir a pressão no cilindro para um valor próximo ao do coletor de exaustão o mais cedo possível após o PMI na faixa total de rotações do motor. Por determinar a razão de expansão efetiva, o *evo* afeta a eficiência do ciclo. Também interfere no balanço entre o trabalho transferido ao pistão antes do PMI e o trabalho transferido ao conteúdo do cilindro após o PMI.

O fechamento da válvula de exaustão (*evc*) finaliza o processo de exaustão e determina o período de cruzamento de válvulas. O *evc* geralmente ocorre de 8 a 20° após o PMS. Com baixas cargas, em motores SI, ele regula a quantidade de gases de exaustão que fluem novamente para a câmara de combustão pela válvula de escape sob influência do vácuo do coletor de admissão. Em altas rotações e cargas, ele regula quanto dos gases queimados no cilindro sofrerão exaustão. O *evc* deve ocorrer suficientemente após o PMS para que a pressão no cilindro não se eleve no fim do processo de exaustão. Um *evc* tardio favorece alta potência em troca de torque à baixa rotação (HEYWOOD, 1988). Todos

estes ângulos comuns para a abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão estão mostrados na Figura 2 e na Tabela 1.

Tabela 1 – Ângulos comuns para a abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, conforme Heywood (1988).

Variável	Mínimo	Máximo	Comentário
<i>ivo</i>	10°	20°	Antes PMS
<i>ivc</i>	40°	60°	Após PMI
<i>evo</i>	50°	60°	Antes PMI
<i>evc</i>	8°	20°	Após PMS

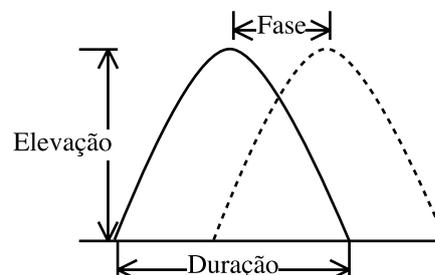
Fonte: O Autor, 2017

2.2.2 Atuação variável das válvulas

A atuação variável de válvulas (VVA) é uma técnica que visa aprimorar a eficiência em motores de combustão interna (SUN; KUO, 2010). Estudos mostram que com um controle preciso da abertura e elevação das válvulas tem-se uma razoável melhora na potência, eficiência volumétrica, emissões e consumo do motor.

A VVA pode ser dividida em dois grandes grupos: aqueles que usam came e os que não a usam. Dentre os que usam a came, tem-se o controle de duração de válvula ou tempo de abertura/fechamento variável de válvula (VVT), troca de came ou elevação variável de válvula (VVL), uma combinação destes dois em controle de duração e de elevação de válvula (VVTL) e dentre os que não utilizam a came, tem-se o controle hidráulico ou eletromagnético de válvula, mostrados na Tabela 2 com parâmetros conforme Figura 3 (HARA et al., 2009). A Figura 3 exemplifica as três modificações que podem ser realizadas, a alteração na elevação da válvula, a alteração na fase da válvula e a alteração na duração da abertura da válvula.

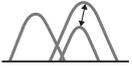
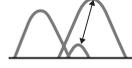
Figura 3 – Legenda da Tabela 2.



Fonte: O Autor, 2017 (Adaptado de Hara et al. (2009))

Leroy et al. (2009) demonstrou que o método VVA também pode ser utilizado para controlar a taxa de gases queimados na câmara, ao reabrir a válvula de escape durante o processo de admissão. Conforme mostra a Figura 4, na qual, em 1, o pistão está no PMS,

Tabela 2 – Classificação geral da tecnologia VVA.

Tipo	Com came			Sem came
	Controle de duração (VVT)	Troca de came (VVL)	Controle de duração e de elevação (VVTL)	Controle hidráulico ou eletromagnético
Forma				
Fase	Sim	Possível	Sim	Sim
Elevação	Não	Sim	Sim	Sim
Duração	Não	Sim	Sim	Sim
Desativação	Não	Sim	Sim	Sim
Controle contínuo	Sim	Parcialmente possível	Sim	Sim
Performance do motor	Baixa	Baixa	Alta	Alta
Instalação	Fácil	Fácil	Difícil	Difícil
Custo	Baixo	Baixo	Alto	Alto

Fonte: O Autor, 2016 (Adaptado de Hara et al. (2009))

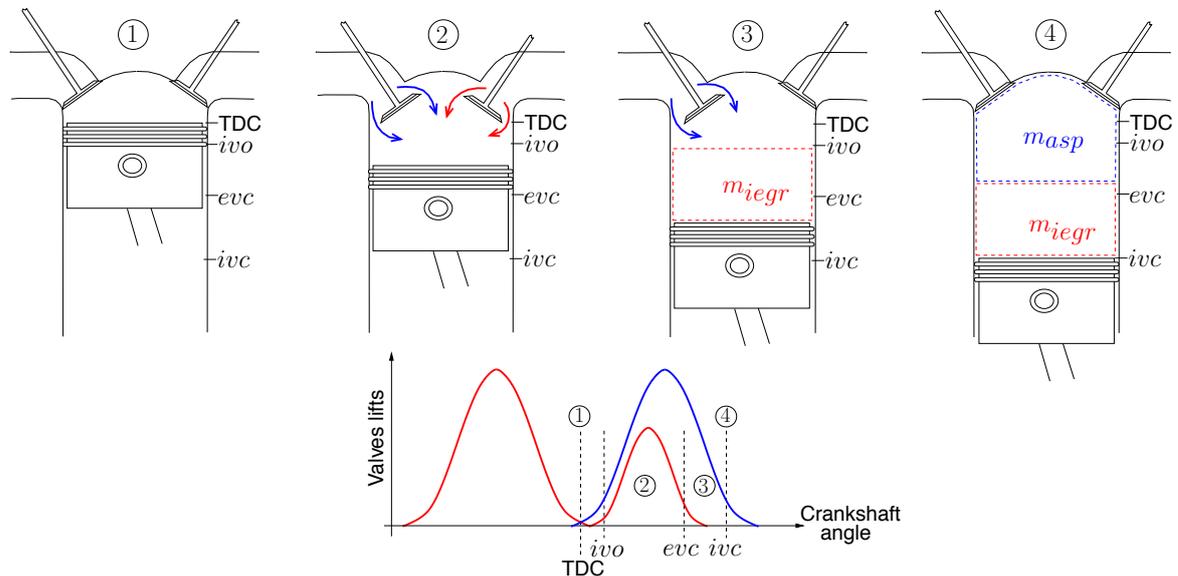
no fim da fase de exaustão; em 2, ambas as válvulas são abertas e gases são admitidos de ambos os lados; em 3, a válvula de exaustão é fechada e é admitida uma carga de gases novos pela admissão; e em 4, tem-se o fim da admissão. Nas curvas de elevação das válvulas, a curva vermelha representa a válvula de exaustão e a azul representa a de admissão.

Em outra pesquisa, Leroy e Chauvin (2013) mostraram mais especificamente como o VVA atuaria nas curvas de elevação de válvula do motor, como mostrado na Figura 5. Na qual, demonstram a variação que ocorre a partir do VVT em (a) e em (b), o que ocorre com o controle hidráulico.

Sabaruddin et al. (2015) mostraram que o VVT em baixas rotações (entre 2500 e 3900 rpm) pode elevar a potência de frenagem, a eficiência volumétrica e o fluxo de combustível. Dessa forma, o VVT permite obter um motor de menor dimensão que entregue as mesmas potências ou que gere menos poluentes.

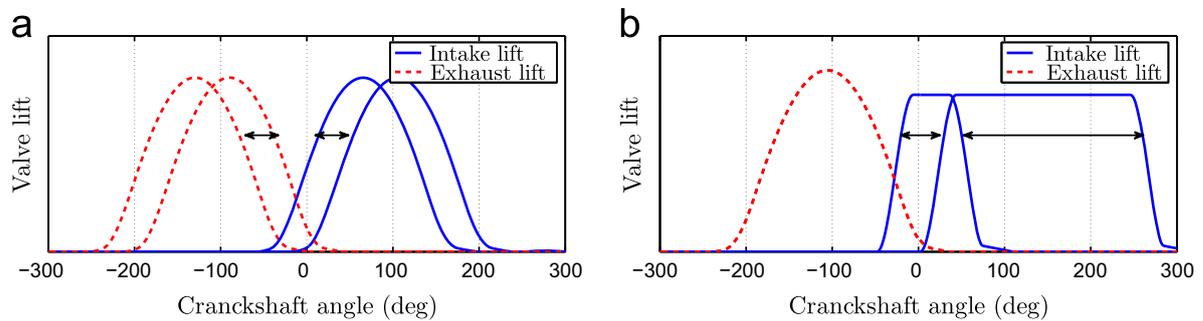
Em estudo realizado por Sher e Bar-Kohany (2002), em um motor com o acelerador completamente aberto, determinou-se que o *evo* e o *ivc* praticamente não interferem nas emissões de CO e NOx, que o *ivo* ótimo não é influenciado pela rotação, que os ângulos de abertura/fechamento ótimos de cada válvula variam linearmente com a carga e com a rotação do motor. Ainda sobre condições de acelerador completamente aberto, Verhelst et al. (2010) demonstram que nesta operação e em rotações de médias a altas, a inércia dos gases de exaustão é relativamente alta, o que faz com que no período de cruzamento

Figura 4 – Processo de admissão do cilindro utilizando o método VVA proposto por Leroy et al. (2009).



Fonte: Leroy et al. (2009)

Figura 5 – Dois exemplos do tecnologia VVA.

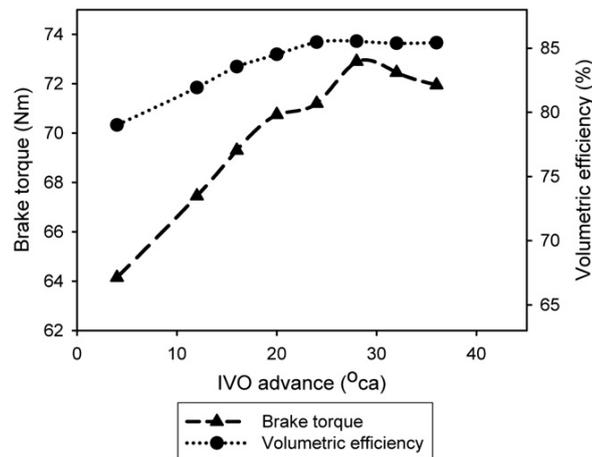


Fonte: Leroy e Chauvin (2013)

das válvulas o vácuo criado no coletor de admissão ajude no preenchimento do cilindro. Fato comprovado na Figura 6 para um motor de hidrogênio a 3500 rpm, cuja tendência é análoga para motores a gasolina e Diesel com cargas médias a altas (VERHELST et al., 2010).

Ao aplicar o VVT, as emissões de CO e NOx não melhoraram nem pioraram, já o torque e o consumo específico do combustível (*bsfc*) apresentaram melhora, especificamente com carga parcial e baixas rotações.

Em pesquisa feita por DallaNora, Lanzanova e Zhao (2016), verificou-se que há um benefício em baixas rotações com aberturas mais curtas das válvulas de admissão e exaustão. Por outro lado, em altas rotações, isso causava um menor tempo para as trocas

Figura 6 – Torque de frenagem e eficiência volumétrica em função do avanço do *ivo*.

Fonte: Verhelst et al. (2010)

gasosas, portanto maiores durações são requeridas. Concluiu que, em suma, durações muito elevadas deterioram as razões de compressão/exaustão e muito curtas resultam em uma admissão pobre e grandes quantidades de gases residuais retidos no cilindro.

2.3 Eficiência volumétrica

A vazão de ar em direção ao cilindro do motor é governada pelos sistemas de admissão e exaustão. Busca-se sempre admitir o máximo possível de ar na carga máxima de qualquer rotação e manter essa massa dentro do cilindro. Quanto mais massa houver, mais combustível pode ser inserido, gerando mais potência para um mesmo volume deslocado. O rendimento deste sistema de admissão e exaustão de ar num motor de combustão interna de quatro tempos é chamado de eficiência volumétrica, expressa por η_v .

As variáveis que afetam a eficiência volumétrica são o combustível, o projeto do motor e as variáveis operacionais (HEYWOOD, 1988):

1. Tipo de combustível, razão combustível-ar, fração de combustível vaporizado no sistema de admissão e o calor de vaporização do combustível;
2. Temperatura da mistura influenciada pela transferência de calor;
3. Razão de pressão no duto de admissão e escape;
4. Razão de compressão;
5. Velocidade de rotação do motor;
6. Projeto do duto e portas das válvulas de admissão e exaustão;

7. Geometria, tamanho, deslocamento e tempo de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão.

Os efeitos de vários destes grupos são essencialmente quasi-estacionários em natureza, ou seja, seus impactos independem da velocidade de rotação ou podem ser descritos adequadamente em relação à velocidade de rotação média. Porém, muitas dessas variáveis têm efeitos que dependem do escoamento transitório e do fenômeno de onda de pressão que acompanha a natureza transitória do processo de trocas gasosas (HEYWOOD, 1988).

Mais precisamente, a eficiência volumétrica é definida como sendo a razão da vazão mássica real de ar admitida pela vazão mássica de ar que seria obtida em uma condição onde a câmara de combustão estaria aberta para a atmosfera, e pode ser expressa pela Equação 2.1.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,o}V_d N} \quad (2.1)$$

sendo \dot{m}_a a vazão mássica de ar admitido, $\rho_{a,o}$ a massa específica do ar na condição ambiente, V_d o volume deslocado e N a velocidade de rotação, que é dividida por dois, pois conta-se somente o percurso de descida do pistão, em um motor quatro tempos. Os típicos valores máximos de η_v para um motor CI com aspiração natural estão entre 80 e 90 %.

2.3.1 Efeitos quasi-estáticos

Eficiência volumétrica de um ciclo ideal

A eficiência volumétrica pode ser definida em um ciclo ideal a partir da Equação 2.2, onde tem-se M massa molar do fluido, M_a massa molar do ar, P_i pressão da mistura na admissão, $P_{a,o}$ pressão do ambiente, $T_{a,o}$ temperatura do ambiente, T_i temperatura da mistura na admissão, (F/A) razão combustível-ar, r_c razão de compressão, k razão dos calores específicos e P_e pressão de exaustão. Caso P_i e P_e sejam iguais, o termo entre chaves tem valor unitário, podendo ser negligenciado (HEYWOOD, 1988).

$$\eta_v = \left(\frac{M}{M_a}\right) \left(\frac{P_i}{P_{a,o}}\right) \left(\frac{T_{a,o}}{T_i}\right) \frac{1}{[1 + (F/A)]} \left\{ \frac{r_c}{r_c - 1} - \frac{1}{k(r_c - 1)} \left[\left(\frac{P_e}{P_i}\right) + (k - 1) \right] \right\} \quad (2.2)$$

Efeito da composição e fase do combustível e razão combustível-ar

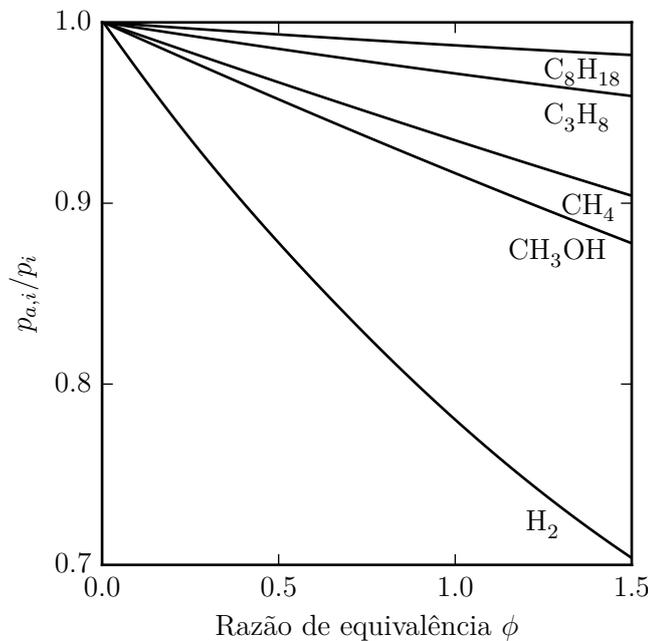
Em um motor SI, a existência de combustível gasoso e vapor de água no sistema de admissão reduz a pressão parcial do ar abaixo da pressão da mistura. Ao separar a pressão de admissão para cada componente – ar, combustível e vapor de água – ($P_i = P_{a,i} + P_{f,i} + P_{w,i}$)

e aplicar a Lei dos Gases Ideais, tem-se a Equação 2.3. Onde os subscritos a , f e w correspondem a ar, combustível e vapor de água, respectivamente e \dot{m} é a vazão mássica.

$$\frac{P_{a,i}}{P_i} = \left[1 + \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_f} \right) + \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right) \left(\frac{M_a}{M_w} \right) \right]^{-1} \quad (2.3)$$

A correção do vapor de água é normalmente pequena ($\leq 0,03$). A razão $P_{a,i}/P_i$ pode ser vista na Figura 7 em função de $\phi = \dot{m}_f/\dot{m}_a$ para diversos combustíveis comuns (vapor de isooctano, propano, metano, vapor de metanol e hidrogênio). Sendo \dot{m}_f/\dot{m}_a igual à razão combustível-ar do motor apenas quando o combustível estiver totalmente vaporizado.

Figura 7 – Razão da pressão de ar e pressão da mistura na admissão em função da razão de equivalência.



Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Heywood (1988))

Conforme observa-se na Figura 7, em combustíveis líquidos convencionais, como a octana C_8H_{18} , o efeito do vapor do combustível é pequeno, bem como na razão combustível-ar. Para combustíveis gasosos e o vapor de metano CH_4 , a eficiência volumétrica é reduzida drasticamente pelo vapor de combustível na mistura de admissão, sendo o mais evidente no hidrogênio H_2 .

Fração de combustível vaporizado, calor de vaporização e transferência de calor

Caso não haja transferência de calor à mistura de admissão, a temperatura da mistura decai com a vaporização do combustível líquido. Porém, na prática, a transferência

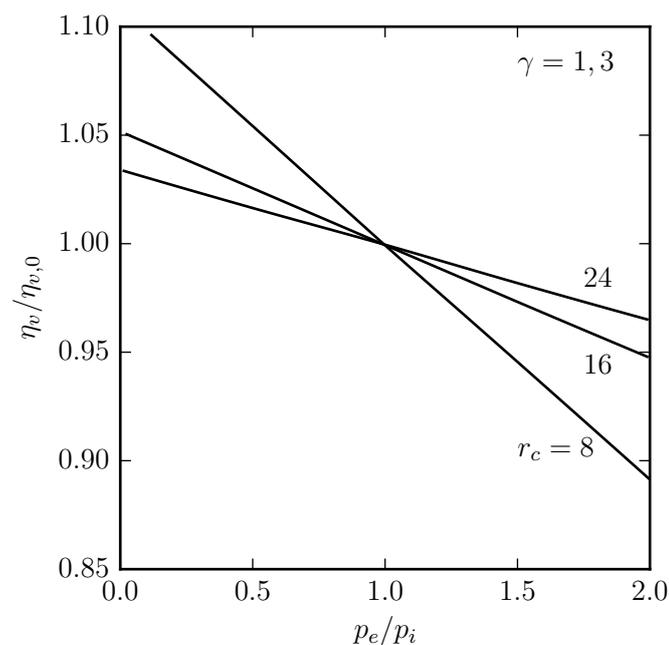
de calor ocorre, e também o combustível não necessariamente está totalmente evaporado antes de entrar no cilindro. De acordo com Heywood (1988), dados experimentais mostram que o aumento da quantidade do vapor do combustível faz com que a redução da temperatura do ar pela evaporação do combustível líquido ultrapasse a redução na pressão parcial do ar e, portanto, segundo Matsuoka, Tasaka e Tsurata (1971), para uma mesma taxa de transferência de calor, a eficiência volumétrica é ligeiramente maior com a vaporização do combustível.

A Equação 2.2 mostra que o efeito da variação das temperaturas dos gases medidas na entrada do cilindro se dá pelo fator $T_{a,o}/T_i$. E, segundo Heywood (1988), testes indicam que o comportamento de um motor real se assemelha com uma dependência quadrática entre a eficiência volumétrica e a razão das temperaturas.

Efeito da razão de pressão de admissão e exaustão e da razão de compressão

Ao variar as razões de pressão e de compressão, a fração de gases residuais que ocupa o volume do cilindro à pressão de admissão varia. A eficiência volumétrica é inversamente proporcional ao aumento deste volume. Estes efeitos podem ser visualizados pelos elementos entre chaves da Equação 2.2. Para exemplificar, são mostrados na Figura 8 para $k = 1,3$. Observa-se também que quanto maior o r_c , menor é a variação da eficiência volumétrica com a razão das pressões.

Figura 8 – Efeito da razão da pressão de exaustão para admissão em relação à eficiência volumétrica num ciclo ideal.



Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Heywood (1988))

2.3.2 Efeitos quasi-estáticos e dinâmicos combinados

Atrito, pressão e forças inerciais estão presentes quando um gás flui em regime transiente por um sistema de dutos, câmaras, portas e válvulas. A importância destas forças depende da velocidade do gás e do formato e dimensão destas passagens e de suas junções. Enquanto os efeitos da mudança da velocidade de rotação do motor e das características dos coletores, portas e válvulas de admissão e exaustão estão interligados, alguns fenômenos que afetam a eficiência volumétrica separadamente podem ser identificados (HEYWOOD, 1988).

Perdas por atrito

Durante a admissão, a pressão no cilindro é menor do que a atmosférica devido às perdas por atrito em cada parte do sistema de admissão (filtro de ar, carburador e válvula borboleta, coletor, porta e válvula de admissão). A perda de carga em cada um destes componentes é de uma pequena porcentagem, sendo a porta e a válvula os que mais a influenciam. A perda de pressão depende do quadrado da velocidade de rotação do motor. No total, esta perda de carga pode chegar a ser de 10 a 20 % em relação à atmosférica.

Efeito *RAM*

A pressão no coletor varia durante o processo de admissão devido às alterações da velocidade do pistão, da abertura da válvula e dos efeitos do escoamento transiente resultantes dessas variações geométricas. Em rotações mais elevadas, a inércia do gás no duto faz com que haja a entrada de massa na câmara de combustão mesmo com o pistão já se deslocando ao PMS. A válvula de admissão é normalmente fechada entre 40 e 60° após o PMI, em altas rotações, para utilizar deste fenômeno, chamado de efeito *RAM* (HEYWOOD, 1988).

Ao fixar os comprimentos dos dutos de admissão e exaustão, Och (2014) encontrou que, em baixa rotação (1000 rpm), os valores ótimos de *ivo* e *ivc* foram pequenos pois a inércia dos gases tem baixa magnitude e a válvula de admissão fecha logo após o PMI para evitar refluxo. Porém, em maiores rotações (3000 rpm), a inércia dos gases é maior e o retardo ao fechamento da válvula de admissão (*ivc*) é aumentado para aproveitar o efeito *RAM*.

Escoamento reverso na admissão

Ao mesmo tempo que se prolonga o fechamento da válvula de admissão para utilizar do efeito *RAM* em altas rotações, quando isto ocorre em baixas rotações, pela inércia dos gases ser menor devido à menor velocidade do pistão, a força da pressão do gás dentro da câmara de combustão é maior que a da inércia e provoca um indesejável refluxo (ou escoamento reverso) na válvula de admissão (OCH, 2014).

Sintonia

O escoamento pulsante do processo de exaustão em cada cilindro gera ondas de pressão, as quais se propagam à velocidade do som relativa ao movimento do gás. Estas interagem com as junções dos dutos e fins dos coletores de exaustão, fazendo com que sejam refletidas ao cilindro novamente. Em um motor multicilíndrico, as ondas de pressão de cada cilindro e da exaustão interagem entre si. Essas ondas de pressão podem tanto ajudar quanto atrapalhar as trocas gasosas, e quando ajudam (ao reduzirem a pressão na porta de exaustão ao fim deste processo) diz-se que o sistema de exaustão está sintonizado (HEYWOOD, 1988).

O sistema de admissão também pode ser sintonizado. O escoamento transiente em direção ao cilindro faz com que ondas de expansão sejam propagadas ao coletor de admissão, que podem ser refletidas na extremidade aberta do coletor e propagar ondas de pressão positivas ao cilindro novamente. A pressão na válvula de admissão ao fim deste processo pode ser superior à pressão nominal de admissão, possibilitando uma maior massa de ar admitida e, assim, sintonizando o sistema de admissão.

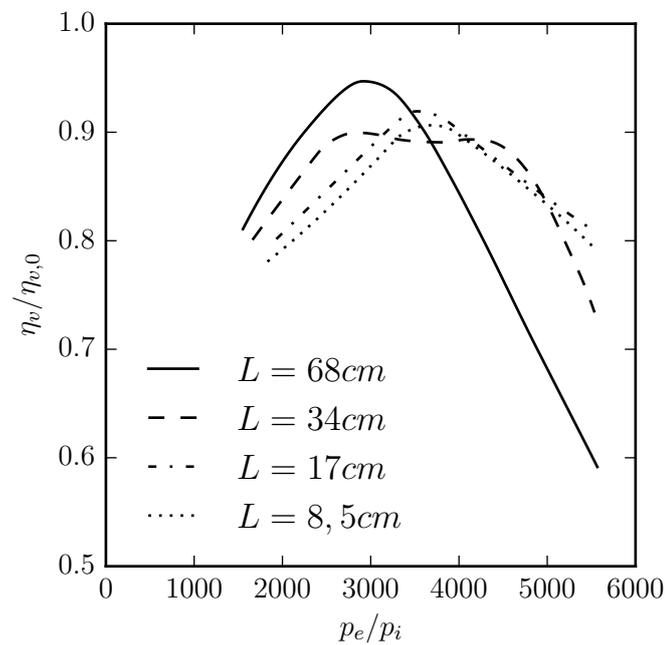
Pode-se observar o efeito da sintonia no coletor de admissão ao se variar o comprimento do duto, como observa-se na Figura 9. Nela, cada curva representa um comprimento duplicado em relação ao anterior em um motor SI de quatro cilindros com escoamento transiente, com os outros parâmetros fixados. Com o comprimento de 34 cm há uma boa sintonia tanto para rotações baixas quanto para medianas. Já no maior comprimento (68 cm), é observado um ganho em baixas rotações, porém a queda da eficiência volumétrica em altas rotações é indesejável, o que demonstra o quão importante é alterar o *ivc* para utilizar o efeito *RAM* nestas condições.

Variação com velocidade de rotação e área, elevação e abertura de válvula

Os efeitos do escoamento na eficiência volumétrica dependem da velocidade da mistura no coletor, porta e válvula de admissão. As velocidades locais do escoamento quasi-estacionário são iguais à vazão volumétrica dividida pela seção transversal local (\dot{V}/A_s). Como a velocidade da mistura está na mesma escala que a velocidade do pistão, deve-se comparar a eficiência volumétrica em função da rotação para diferentes motores em uma mesma velocidade média do pistão. Este efeito é apresentado na Figura 10, na qual se compara a eficiência volumétrica em função da velocidade média do pistão para um motor CI de quatro cilindros com injeção indireta e um motor SI de seis cilindros (HEYWOOD, 1988).

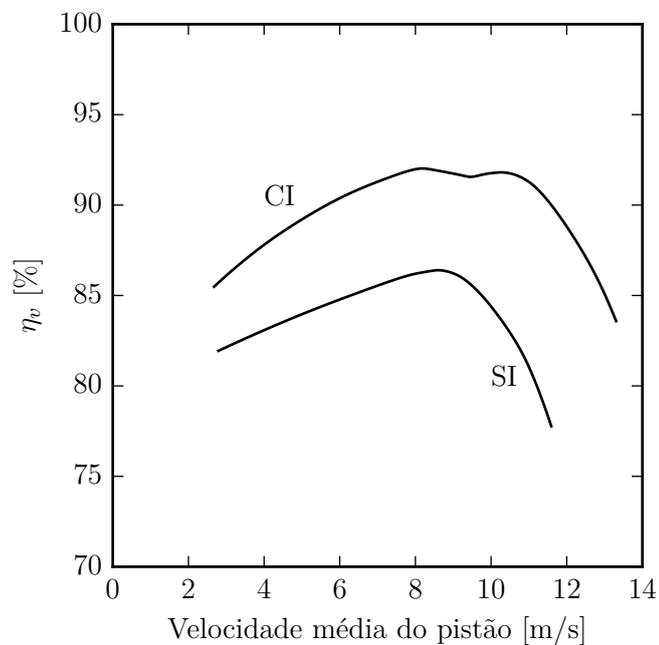
Fica evidente, a partir da Figura 10, que a eficiência volumétrica é normalmente superior em motores CI quando comparados a motores SI. Principalmente devido às perdas no carburador e válvula borboleta, aquecimento do coletor de admissão, presença de vapor

Figura 9 – Efeito do comprimento do duto de admissão na eficiência volumétrica por velocidade de rotação.



Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Heywood (1988))

Figura 10 – Eficiência volumétrica em função da velocidade média do pistão.

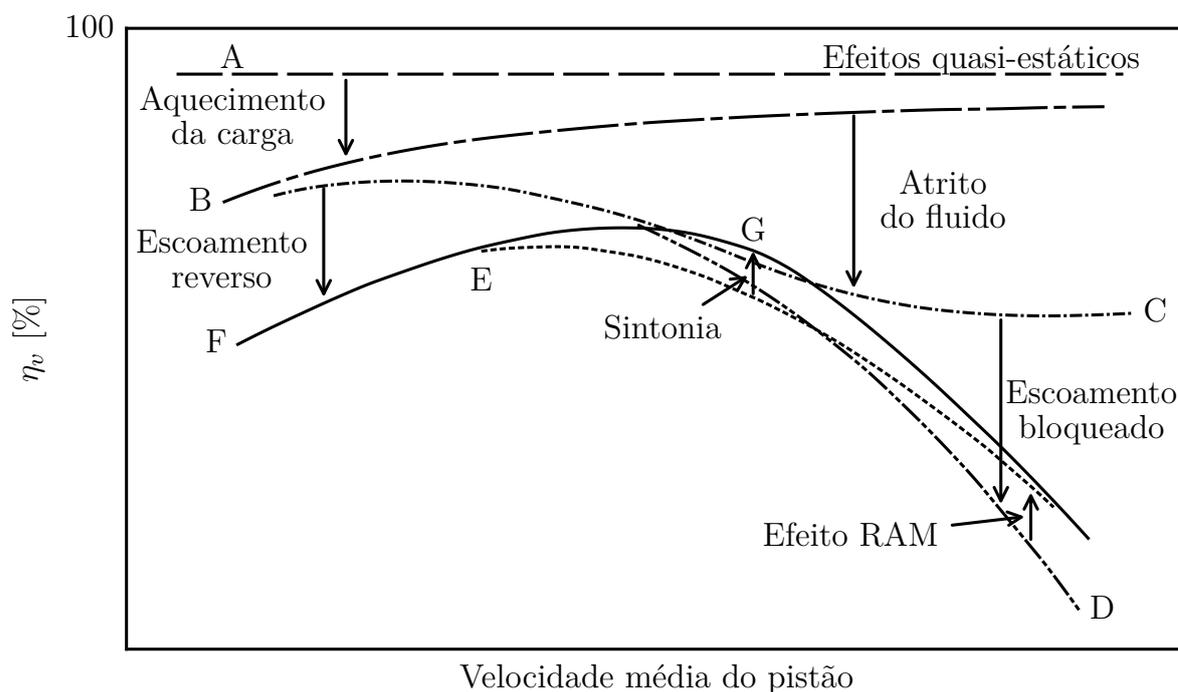


Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Heywood (1988))

de combustível e uma maior fração de gás residual. Também, observa-se uma oscilação nos pontos máximos da curva do motor CI, devido à sintonização do sistema de admissão.

Para melhor entender as curvas da Figura 10, os diferentes fenômenos que afetam o escoamento do ar, mostrados nas subseções anteriores, são esquematizados na Figura 11, onde têm-se configuração de válvulas e dutos fixos. Nela, os efeitos quasi-estáticos reduzem a eficiência volumétrica do 100% ao seu estado na curva A. De A para B, a queda se dá devido ao aquecimento da carga no coletor e nos cilindros. Desta curva a C, o atrito do fluido diminui η_v na proporção quadrática à rotação do motor. Em altas rotações, no fim do processo de admissão, observa-se o fenômeno de escoamento bloqueado (onde chega-se à velocidade sônica na menor área de fluxo da válvula) e maiores rotações não geram maiores fluxos, diminuindo significativamente a eficiência volumétrica (curva C a D). Ainda em altas rotações, na curva E, o efeito *RAM* eleva a eficiência. O escoamento reverso diminui a eficiência volumétrica em baixas rotações (C a F) e aumenta em altas rotações (D a F). E, finalmente na curva G, o efeito da sintonia na admissão e/ou na exaustão aumenta substancialmente a eficiência volumétrica em partes da faixa de rotação do motor, conforme demonstrado anteriormente (HEYWOOD, 1988).

Figura 11 – Efeito na eficiência volumétrica dos diversos fenômenos do escoamento de ar em função da velocidade média do pistão.

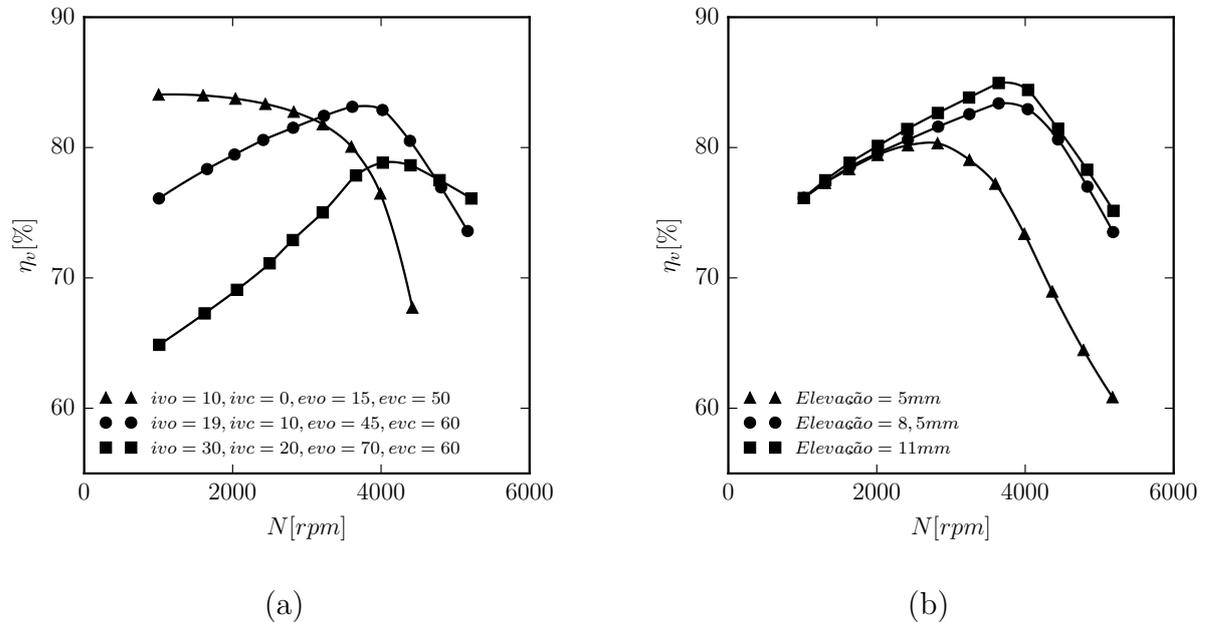


Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Heywood (1988))

A Figura 12 mostra o efeito da variação do tempo de abertura (a) e da elevação (b) das válvulas na eficiência volumétrica, em um motor SI de quatro tempos analisado por Takizawa et al. (1982). Em (a), tem-se a elevação em 8,5 mm e pode-se ver um aumento na η_v com fechamento antecipado da válvula de admissão devido à redução das perdas pelo escoamento reverso, porém há um fluxo de ar menor em altas rotações. O atraso no

fechamento da válvula de admissão não demonstra benefícios, a não ser em rotações muito elevadas (HEYWOOD, 1988).

Figura 12 – Efeito da (a) abertura de válvula e (b) elevação na eficiência volumétrica por velocidade de rotação.



Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Heywood (1988))

Já na parte (b) da Figura 12, com uma configuração com $ivo = 19^\circ$, $ivc = 10^\circ$, $evo = 45^\circ$ e $evc = 60^\circ$, observa-se um aumento significativo de η_v conforme a elevação é majorada, principalmente por se restringir as trocas gasosas em médias e altas rotações, entretanto há um ponto crítico no qual esse efeito não é mais significativo o suficiente para que a elevação seja maior. Observa-se também que para baixas rotações, a elevação da válvula não interfere no valor da eficiência volumétrica.

2.3.3 Recirculação dos gases de exaustão (EGR)

A recirculação dos gases de exaustão, EGR, é utilizada em motores automobilísticos modernos para reduzir os óxidos de nitrogênio na exaustão. Funciona ao recircular uma fração dos gases de exaustão por uma válvula de controle ao sistema de admissão, juntando-se à mistura não queimada, o que causa uma menor temperatura máxima de gases queimados e menor formação de NOx. Portanto, o EGR reduz a eficiência volumétrica (GUPTA, 2012).

O EGR é comumente expresso por fração dos gases de exaustão recirculados, em porcentagem, e está no máximo entre 15 e 30% para motores SI com o acelerador semi-aberto. Motores SI tem um valor de EGR substancialmente maior do que em motores CI, pois a taxa de compressão é de 2 a 3 vezes menor.

2.4 Eficiência térmica

A eficiência térmica (η_t) pode ser chamada de eficiência do motor, entálpica ou de conversão de combustível. Está relacionada com o consumo específico de combustível, portanto, que é medido como o fluxo de massa de combustível (\dot{m}_f), em testes. Um parâmetro mais mensurável, porém, é o consumo específico de combustível de frenagem (*bsfc*) – o fluxo de combustível (\dot{m}_f) por potência unitária de saída (\dot{W}_f), calculado pela Equação 2.4, que mede quão eficientemente um motor utiliza o combustível fornecido para produzir trabalho.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_f} \quad (2.4)$$

Por haver unidade, um parâmetro adimensional que relacione a saída desejada do motor (trabalho por ciclo ou potência) com a entrada necessária (fluxo de combustível) é mais útil. A razão do trabalho produzido por ciclo pela quantidade de energia fornecida pelo combustível na combustão por ciclo é geralmente usada neste caso e é conhecida por eficiência de conversão de combustível ou térmica (η_t), na Equação 2.5 (HEYWOOD, 1988).

$$\eta_t = \frac{W_c}{m_f PCI} = \frac{\dot{W}_f}{\dot{m}_f PCI} \quad (2.5)$$

sendo a energia fornecida de combustível que pode ser liberada na combustão é dada pela massa de combustível fornecida ao motor por ciclo (m_f) multiplicada pelo poder calorífico inferior do combustível (PCI). E como $\dot{W}_f = W_c N/n_R$, onde N é a velocidade de rotação do motor e n_R é o número de revoluções do virabrequim para cada etapa de potência por ciclo, visto na segunda igualdade. Finalmente, substituindo a Equação 2.4 na Equação 2.5, tem-se a Equação 2.6.

$$\eta_t = \frac{1}{bsfc PCI} \quad (2.6)$$

A energia fornecida de combustível não é totalmente liberada como energia térmica no processo de combustão. Quando a quantidade de ar suficiente para oxidar o combustível completamente está presente no cilindro, quase toda (mais de 96 % dela) energia é transferida como térmica ao fluido de trabalho. Quando há insuficiência de ar para oxidar o combustível completamente, a falta de oxigênio faz com que a energia fornecida não seja totalmente liberada.

Cairns et al. (2013) observaram que em rotações e cargas moderadas, um maior período de cruzamento de válvulas potencializa a parte de alta pressão do ciclo, aumentando

o trabalho de expansão e reduzindo as perdas por compressão. Este maior período também reduz a eficiência térmica (η_t).

2.5 Motores multicilíndricos

Muitas alterações devem ser feitas para modificar um modelo com um único cilindro para um multicilíndrico. Uma das principais alterações é a disposição dos dutos de admissão e exaustão, que ainda têm seus extremos abertos para a atmosfera, mas devem ramificar-se para atingirem todos cilindros, devendo haver junções de dutos, por exemplo. Outro ponto é determinar em que sequência ocorrerá a ignição em cada cilindro.

Os parâmetros dos cilindros devem ser calculados individualmente em cada passo de tempo principalmente pois, conforme Zhou et al. (2016), a nova carga admitida, a relação ar-combustível, a fração de gases residuais e outros parâmetros de cada cilindro em um motor multicilíndrico diferem inevitavelmente em relação aos outros cilindros mesmo em condições de estado estacionário (TUNESTÅL; HEDRICK, 2003). Quando o motor opera em condições transientes, a mudança aleatória das condições de operação intensifica a flutuação da pressão nos sistemas de exaustão e admissão e agrava o estado e desempenho não-uniformes em cada cilindro, portanto o desempenho geral do motor e estabilidade de sua operação são afetados mais seriamente (SUZUKI et al., 2009).

Zhou et al. (2016) ainda evidenciam que devido a esta distribuição não-uniforme da fração de gases residuais, é muito difícil realizar-se uma combustão eficiente e limpa em todos cilindros. Portanto, a uniformidade da performance de cada cilindro é um indicador importante para avaliar a propriedade combinatória de um motor multicilíndrico, e reduzir a variação de cilindro a cilindro vem sendo um objetivo de pesquisadores por muitos anos.

Conforme explicitado por Suzuki et al. (2009), em motores de combustão interna com múltiplos cilindros, um dos principais pontos para otimizar a performance do motor – como eficiência térmica, redução de emissões e consumo de combustível – é o balanceamento da razão ar-combustível (A/F) de cilindro a cilindro.

As perdas de energia mecânica nos sistemas de admissão e exaustão devem ser mantidas ao mínimo quando se busca um desempenho ótimo do motor. O que pode ser encontrado ao otimizar a taxa de transferência de calor e a perda de carga, principalmente no sistema de exaustão, devido às altas temperaturas e ao complexo escoamento neste sistema. Os principais pontos geradores de perda de energia e instabilidades no escoamento estão nas junções dos dutos (KESGIN, 2005). O que explica a necessidade de se haver um modelo que simule esta condição em um motor de combustão interna.

Dentre os modelos mais relevantes a esta aplicação, está o de Bingham e Blair (1985), no qual determinaram que a simulação do fenômeno do escoamento de gás transiente

requer a análise de dois processos: a propagação das ondas de pressão ao longo de cada tubo e o fluxo de massa resultante e o comportamento das ondas de pressão e o fluxo no fim de cada tubo. Também determinaram um modelo genérico para as juntas dos dutos, na qual se utiliza da técnica do método das características para resolver as equações governantes unidimensionais do gás.

Mitianiec (2014) criou um modelo para determinação da pressão, aceleração do gás, velocidade do som, massa específica e concentração dos componentes do gás em cada duto conectado a uma junta. O modelo foi criado para uma junta com formato "T" ou "Y", porém pode ser considerado e adaptado para outros formatos e/ou mais dutos.

Enfim, há o modelo de Ortenzi e Vesco (2013) que utiliza o modelo de Pressão constante proposto por Benson, Horlock e Winterbone (1982) e o de Queda de Pressão proposto por Bassett, Pearson e Fleming (2003), onde o Coeficiente de perda em escoamento na direção inversa à junção foi inserido. Os aprimoramentos realizados por Ortenzi e Vesco (2013) foram utilizar um duto "equivalente" (*datum*) caso mais de um duto escoe na direção da junção e levar em consideração o escoamento bloqueado, caso ocorra.

3 Metodologia

Neste capítulo serão apresentados os modelos e métodos utilizados para realizar a simulação numérica do motor e a otimização de seus parâmetros. Entre eles, estão o modelo matemático do escoamento nos dutos, o método das características e as condições de contorno utilizadas, o modelo da curva de elevação das válvulas, o modelo multicilíndrico e os métodos NSGA-II e Evolução Diferencial de otimização multi-objetivo e suas métricas de desempenho.

3.1 Modelos matemáticos de processos no interior da câmara

Nesta subseção serão apresentados os modelos matemáticos utilizados nos processos que ocorrem no interior da câmara de combustão.

Estes processos podem ser codificados seguindo quatro modelagens: ciclos ideais, zero-dimensional, quase-dimensional e multi-dimensional; em ordem progressiva de complexividade. Neste caso, foi utilizado o modelo zero-dimensional (zero-D), que é um dos mais simples e velozes, e constantemente recomendado para aplicações de projeto e desenvolvimento do motor (LOUNICI et al., 2011). Ele utiliza um modelo empírico para a taxa de liberação do combustível, onde a única variável independente é o tempo.

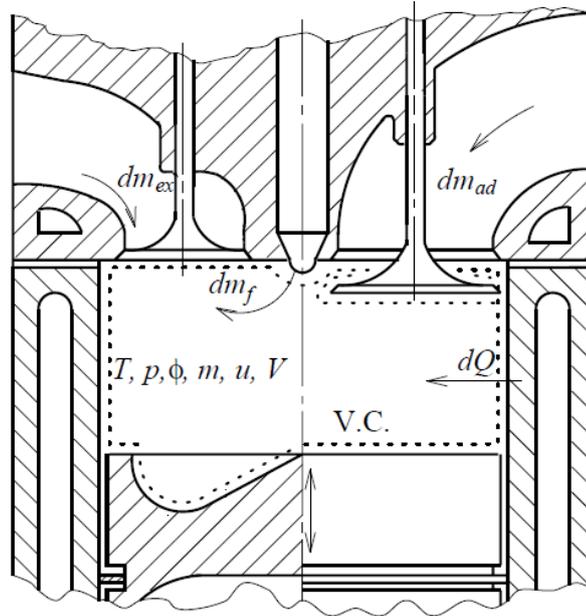
O zero-D pode ser usado para um modelo de combustão de uma zona, que é comumente utilizado em motores CI, inclusive por Velásquez (1993) e Och (2014). O número de zonas é condicionado à complexidade desejada e ao recurso computacional disponível.

Uma das hipóteses feitas neste âmbito é que os gases presentes na mistura ocupam o volume da câmara por completo e esta é homogênea, e quando o motor real opera em altas rotações com grande turbulência este fenômeno ocorre realmente. Essa hipótese leva à simplificação dos gradientes de pressão e temperatura, o atraso da ignição e a atomização e vaporização do combustível. Também, utiliza-se a hipótese do equilíbrio químico na reação da combustão.

O modelo de uma zona é aplicado no volume de controle da Figura 13, da qual admite-se que só há entrada e saída de massa pelas válvulas de admissão e exaustão, e a Primeira Lei da Termodinâmica pode ser representada pela Equação 3.1, onde os subscritos ad , ex e f referem-se ao fluxo de massa que atravessa a válvula de admissão e de exaustão e o injetor, respectivamente.

$$dE = \delta Q - \delta W + h_{ad}dm_{ad} + h_{ex}dm_{ex} + h_f dm_f \quad (3.1)$$

Figura 13 – Volume de controle para aplicação do modelo de combustão de uma zona.



Fonte: Velásquez (1993)

Ao considerar que o ar se comporta como um gás ideal, respeitando a equação $PV = mRT$, em toda a faixa de temperatura e pressão às quais ele é sujeito neste processo e tomando o fator de compressibilidade como sendo o valor unitário, pode-se aplicar a equação de gases perfeitos neste modelo (LAPUERTA; BALLESTEROS; AGUDELO, 2006). Dessa forma, no balanço de energia tem-se a taxa de variação da pressão com a variação do ângulo da manivela expressa pela Equação 3.2.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P \left[\left(\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T} \right) \frac{dT}{d\theta} + \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \frac{d\phi}{d\theta} \right]}{1 - \frac{P}{R} \frac{\partial R}{\partial P}} \quad (3.2)$$

Alternativamente, pelo balanço de energia pode-se representar a taxa de variação da temperatura com a variação do ângulo da manivela pela Equação 3.3, onde o termo A é determinado pela Equação 3.4.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dV}{d\theta} \left(\frac{A}{V} - \frac{P}{m} \right) - \frac{d\phi}{d\theta} \left(\frac{\partial u}{\partial \phi} + \frac{A}{R} \frac{\partial R}{\partial \phi} \right) + \frac{1}{m} \left[\frac{\delta Q}{d\theta} + \sum_i (h_i - u - A) \frac{dm_i}{d\theta} \right]}{\frac{A}{T} \frac{\partial u}{\partial T} - \frac{A}{R} \frac{\partial R}{\partial T}} \quad (3.3)$$

$$A = \frac{P \frac{\partial u}{\partial P}}{1 - \frac{P}{R} \frac{\partial R}{\partial P}} \quad (3.4)$$

Utiliza-se o método de Runge-Kutta de quarta ordem para resolver o sistema formado pela Equação 3.2 e Equação 3.3. A taxa de variação de volume é calculada pela Equação 3.5, onde D é o diâmetro do cilindro, C é o curso do pistão e B é o comprimento da biela.

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi D^2 C}{4} \left[\frac{\sin\theta}{2} + \frac{\frac{C}{4B} \sin\theta \cos\theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{C^2}{2B} \sin^2\theta\right)}} \right] \quad (3.5)$$

A relação de equivalência (ϕ) e sua derivada são encontradas pela Equação 3.6 e Equação 3.7, respectivamente, onde F/A_s é a relação combustível-ar estequiométrica, m_c é a massa no cilindro e a taxa de vazão do ar é obtida pelas condições de contorno definidas no duto.

$$\phi = \frac{m_f/m_a}{(F/A)_s} \quad (3.6)$$

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \phi \left(\frac{1}{m_c} \frac{dm_c}{d\theta} - \frac{1}{m_a} \frac{dm_a}{d\theta} \right) \quad (3.7)$$

Já a taxa de adição de combustível é encontrada ao igualá-la à taxa de liberação de energia dada pela função de Wiebe, na Equação 3.8, onde χ é dado pela Equação 3.10 e sua derivada pela Equação 3.11 (KIM; BAE; KIM, 2013). Os valores de ξ e a são determinados empiricamente.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = m_{inj,ciclo} \frac{d\chi}{d\theta} \quad (3.8)$$

onde a massa injetada do ciclo se dá pela Equação 3.9.

$$m_{inj,ciclo} = \frac{m_{a,o} F/A_s \phi_{ciclo} - m_{f,o}}{0,999} \quad (3.9)$$

$$\chi = 1 - \exp \left[a \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_z - \theta_{ig}} \right)^{\xi+1} \right] \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\chi}{d\theta} = & \phi_p \left\{ a \frac{\xi_p + 1}{\Delta\theta_p} \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_p} \right)^{\xi_p} \exp \left[a \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_p} \right)^{\xi_p+1} \right] \right\} + \\ & + (1 - \chi_p) \left\{ a \frac{\xi_d + 1}{\Delta\theta_d} \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_d} \right)^{\xi_d} \exp \left[a \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\Delta\theta_d} \right)^{\xi_d+1} \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.11)$$

3.2 Curva de elevação das válvulas

Quando se fala em condições de operação de VVA (Atuação Variável da Válvula), e conforme já discutido anteriormente, dois pontos principais são evidenciados. O primeiro é o tempo de abertura das válvulas e, conseqüentemente, a angulação na qual as válvulas irão abrir e fechar. Estes parâmetros serão tomados como sendo variáveis no processo de otimização do motor, sendo eles os já apresentados *ivo*, *ivc*, *evo* e *evc*. O outro ponto principal é a curva que modela o processo de abertura e fechamento dessa válvula feito pela came.

A função mais utilizada para simular este processo é o modelo parabólico de elevação de válvula (VELÁSQUEZ, 1993), que é dividido em três parábolas simétricas, na Equação 3.12. Onde r_{ac} é a razão entre as acelerações do intervalo $0 \leq \theta \leq \theta_v/n$ e do intervalo $\theta_v/n \leq \theta \leq (n-1)\theta_v/n$, n é $(2 - 2r_{ac})$, y_{max} é o deslocamento máximo da válvula e θ_v é a duração entre a abertura da válvula e seu fechamento.

$$y = \begin{cases} 2ny_{max} \left(\frac{\theta}{\theta_v} \right)^2 & 0 \leq \theta \leq \frac{\theta_v}{n} \\ \frac{2n}{r_{ac}} y_{max} \left[\left(\frac{\theta}{\theta_v} - \frac{1}{2} \right)^2 + \frac{r_{ac}}{2n} \right] & \frac{\theta_v}{n} \leq \theta \leq \frac{n-1}{n} \theta_v \\ 2ny_{max} \left(1 - \frac{\theta}{\theta_v} \right)^2 & \frac{n-1}{n} \theta_v \leq \theta \leq \theta_v \end{cases} \quad (3.12)$$

As propriedades geométricas das válvulas consideradas neste trabalho podem ser observadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Propriedades geométricas das válvulas.

Parâmetro	Válvulas de admissão	Válvulas de exaustão
y_{max} (mm)	9,0	10,0
r_{ac}	-5,0	-5,0
Quantidade por cilindro	2	1
Diâmetro interno da válvula (mm)	27,5	36,0
Diâmetro interno da sede (mm)	28,9	38,6
Diâmetro externo da sede (mm)	31,4	38,6
Diâmetro da sede (mm)	7,0	7,0
Ângulo do assento (°)	30	45

Fonte: O Autor, 2017 (Adaptado de Och et al. (2016))

3.3 Modelo matemático do escoamento nos dutos

Há vários modelos que podem ser aplicados na simulação do escoamento nos dutos de admissão e exaustão, com uma grande variação em complexidade e precisão, portanto deve-se determinar o método a utilizar baseando-se na aplicação em questão. Métodos mais complexos, que utilizam simulações tridimensionais por exemplo, requerem muita capacidade computacional. Já métodos unidimensionais trazem um bom custo-benefício entre precisão e uso computacional, portanto adequadas para problemas de otimização estocástica.

Neste caso, será utilizada uma metodologia unidimensional não estacionária. Esta metodologia permite que um grande número de variáveis sejam predeterminadas, sendo elas: comprimento do duto, área da seção transversal, volume e localização das junções, quantidade e dimensões dos cilindros, configurações das válvulas, duração e deslocamento das válvulas.

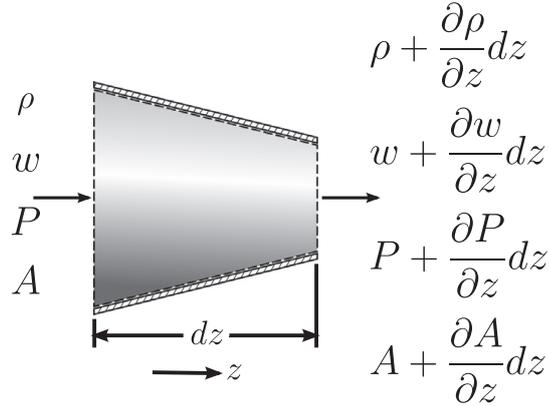
Para o modelo de escoamento dos gases nos dutos de exaustão e admissão, assumem-se as seguintes considerações:

- fluido compressível por haver velocidades de gás superiores a 30% da velocidade do som no interior do cilindro (PRITCHARD; LEYLEGIAN, 2016);
- escoamento unidimensional, não-estacionário e não-isentrópico;
- área transversal dos dutos é variável ao longo da coordenada espacial;
- atrito e transferência de calor entre o escoamento do gás e as paredes do coletor devem ser considerados para o cálculo em condições de operações reais (PAYRI et al., 2004b);
- não há variação na constante particular do gás e dos calores específicos.

Com estas considerações e tendo como base o volume de controle da Figura 14, pode-se determinar as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, pela Equação 3.13.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial z} = f \quad (3.13)$$

Figura 14 – Volume de controle de escoamento do duto.



Fonte: Och et al. (2016)

sendo os vetores U , F e f definidos pela Equação 3.14.

$$\begin{aligned}
 U &= \begin{bmatrix} \rho \\ \rho w \\ \frac{P}{k-1} + \frac{\rho w^2}{2} \end{bmatrix}; F = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho w^2 + P \\ w \left(\frac{kP}{k-1} + \frac{\rho w^2}{2} \right) \end{bmatrix} \\
 f &= \begin{bmatrix} -\frac{\rho w}{A} \frac{dA}{dz} \\ -\frac{\rho w^2}{A} \frac{dA}{dz} - \rho F_f \\ -w \left(\frac{kP}{k-1} + \frac{\rho w^2}{2} \right) \frac{1}{A} \frac{dA}{dz} + \rho \dot{q} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.14}$$

sendo ρ a massa específica local do gás; w a velocidade local do gás; A a área da seção transversal do duto; P a pressão local do gás; k a razão dos calores específicos; F_f e \dot{q} a força de atrito e a taxa de transferência de calor, respectivamente, ambos por unidade mássica do gás. Considerando a quantidade de movimento linear (ρw) como Q e a energia

total dividida pelo volume como ϵ , pode-se reescrever U e F na Equação 3.15.

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ Q \\ \epsilon \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} Q \\ \frac{(3-k)Q^2}{2\rho} + (k-1)\epsilon \\ \frac{Q}{\rho} \left[k\epsilon - (k-1)\frac{Q^2}{2\rho} \right] \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Dessa forma, reescreve-se a Equação 3.13 como $\partial U/\partial t + B\partial U/\partial z = f$, onde B é a matriz jacobiana dada pela Equação 3.16.

$$B = \frac{\partial F}{\partial U} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -(3-k)\frac{Q^2}{2\rho^2} & (3-k)\frac{Q}{\rho} & (k-1) \\ -\frac{Q}{\rho^2} \left[k\epsilon - (k-1)\frac{Q^2}{\rho} \right] & \frac{k\epsilon}{\rho} - 3(k-1)\frac{Q^2}{2\rho^2} & \frac{kQ}{\rho} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Este sistema é definido como sendo de primeira ordem e não-linear, e utilizando a equação característica $\det(B - \lambda I) = 0$, onde I é a matriz identidade, encontram-se três autovalores (w , $w + c$ e $w - c$, sendo c a velocidade do som), caracterizando o sistema como sendo hiperbólico. Estes sistemas derivados de leis de conservação tem soluções bastante sensíveis à estabilidade e precisão (KADALBAJOO; KUMAR, 2006).

De maneira a tornar a solução mais amigável à utilização no método das características, Och (2014) propôs uma mudança de base de $U = [\rho, Q, \epsilon]$ para $U = [\rho, Q, P]$, portanto encontra-se o novo \bar{B} na Equação 3.17 e \bar{f} na Equação 3.18.

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} w & \rho & 0 \\ 0 & w & \rho \\ 0 & \rho c^2 & w \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$\bar{f} = \begin{bmatrix} -\frac{\rho w}{A} \frac{dA}{dz} \\ -F \\ \rho(k-1)(\dot{q} + wF) - \rho c^2 \frac{w}{A} \frac{dA}{dz} \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

O método utilizado para solucionar este problema é o Lax-Wendroff de dois passos (LW2S) ou método de Richtmyer, que faz parte dos métodos CDS (*Central Differences Schemes*), proposto por Richtmyer e Morton em 1967. No primeiro passo é utilizado o método de Lax-Friedrich a fim de avaliar as propriedades na face dos volumes na metade do passo no tempo, na Equação 3.19 e Equação 3.20 (PAYRI et al., 2004a).

$$U_{i+1/2}^{n+1/2} = \frac{U_{i+1}^n + U_i^n}{2} - \frac{\Delta t}{2\Delta z}(F_{i+1}^n - F_i^n) + \frac{\Delta t}{4}(f_{i+1}^n + f_i^n) \quad (3.19)$$

$$U_{i-1/2}^{n+1/2} = \frac{U_i^n + U_{i-1}^n}{2} - \frac{\Delta t}{2\Delta z}(F_i^n - F_{i-1}^n) + \frac{\Delta t}{4}(f_i^n + f_{i-1}^n) \quad (3.20)$$

E no segundo passo utiliza-se o esquema *leapfrog*, reconduzindo à precisão de segunda ordem, na Equação 3.21 (PEARSON; WINTERBONE, 1997).

$$U_i^{n+1} = U_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta z}(F_{i+1/2}^{n+1/2} - F_{i-1/2}^{n+1/2}) + \frac{\Delta t}{2}(f_{i+1/2}^{n+1/2} + f_{i-1/2}^{n+1/2}) \quad (3.21)$$

Este método apresenta oscilações perto de descontinuidades, porém nas simulações realizadas no trabalho de Och (2014) foi o que demonstrou o melhor resultado, inclusive quando comparado ao LW2S com limitador de fluxo.

O passo de tempo (Δt) utilizado para garantir a estabilidade da solução foi a condição de Courant-Friedrich-Lewis, na Equação 3.22, que representa que o passo de tempo deve ser menor do que o tempo que uma perturbação demora para atravessar dois nós vizinhos (PLETCHER; TANNEHILL; ANDERSON, 2016).

$$\Delta t \leq \frac{\Delta z}{(|w| + c)_{max}} \quad (3.22)$$

3.4 Método das características

A aplicação do método das características é feita na Equação 3.13 com a base mudada, cuja solução pode ser representada por uma superfície tridimensional em t , z e uma das propriedades (ρ , w ou P). As projeções desta superfície no plano tz geram linhas nas quais os diferenciais de propriedades são nulos. Ao longo dessas linhas as equações

governantes podem ser reduzidas à equações diferenciais ordinárias. Elas são chamadas de linhas características.

Deduzido por Och (2014), um sistema de equações diferenciais parciais em diferenciais ordinárias ao longo da linha de trajetória e das linhas características de Mach é visualizado na Equação 3.23.

$$\left\{ \begin{array}{l} dP - c^2 d\rho = \rho(k-1)(\dot{q} + wF)dt \\ dP + \rho c dw = \left[\rho(k-1)(\dot{q} + wF)dt - \rho c^2 \frac{w}{A} \frac{dA}{dz} - \rho c F \right] \\ dP - \rho c dw = \left[\rho(k-1)(\dot{q} + wF)dt - \rho c^2 \frac{w}{A} \frac{dA}{dz} + \rho c F \right] \end{array} \right. \quad (3.23)$$

Algumas adaptações são feitas visando reduzir o número de variáveis neste sistema. O primeiro é o nível de entropia (c_A), introduzido por Benson e Whitehouse (1979), que é a velocidade do som que o fluido teria caso sofresse um processo isentrópico (através da hipótese de calores específicos constantes) até uma pressão de referência, definida na Equação 3.24 (VELÁSQUEZ, 1993).

$$c_A^2 = \frac{kP_{ref}}{\rho_A} \quad (3.24)$$

Dessa forma, a primeira equação do sistema, a equação de trajetória, pode ser escrita em função desta nova variável, na Equação 3.25.

$$dc_A = \frac{(k-1)c_A}{2c^2}(\dot{q} + wF)dt \quad (3.25)$$

A segunda adaptação é a introdução das variáveis de Riemann (λ e β), definidas pela Equação 3.26.

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda = c + \frac{(k-1)}{2}w \\ \beta = c - \frac{(k-1)}{2}w \end{array} \right. \quad (3.26)$$

Finalmente, com isso, pode-se encontrar as equações características definidas como os diferenciais de λ e β , na Equação 3.27 e na Equação 3.28, respectivamente.

$$d\lambda = \frac{c}{c_A} dc_A - \frac{(k-1)}{2} \left[\frac{wc}{A} \frac{dA}{dz} - \frac{(k-1)}{c} (\dot{q} + wF) + F \right] dt \quad (3.27)$$

$$d\beta = \frac{c}{c_A} dc_A - \frac{(k-1)}{2} \left[\frac{wc}{A} \frac{dA}{dz} - \frac{(k-1)}{c} (\dot{q} + wF) - F \right] dt \quad (3.28)$$

3.4.1 Condições de contorno

Nesta subseção serão apresentadas as condições de contorno aplicadas no método de características já anteriormente desenvolvidas por Velásquez (1993) e Och (2014), portanto não serão demonstradas, apenas apresentadas. As condições de contorno implementadas neste trabalho estarão demonstradas e comentadas na seção 3.5.

As condições de contorno são: (I) escoamento através de válvula aberta e (II) quando esta encontra-se fechada, e (III) escoamento através de um extremo aberto, todos considerando as condições de entrada e saída de fluido e de escoamento subsônico e sônico. No caso do extremo aberto, apresentar-se-á a condição na qual o extremo está aberto à atmosfera, porém quando aplicado em um modelo multicilíndrico, na seção 3.5, alguns ajustes são feitos para utilizá-lo com a abertura à atmosfera e à junção.

Nos extremos dos dutos vê-se uma variação elevada na área da seção transversal em uma distância pequena. Dessa forma, pode-se negligenciar a diferencial temporal nas equações de balanço, por terem valores muito menores do que as diferenciais espaciais; portanto, nessas condições, o escoamento se torna quase-estacionário.

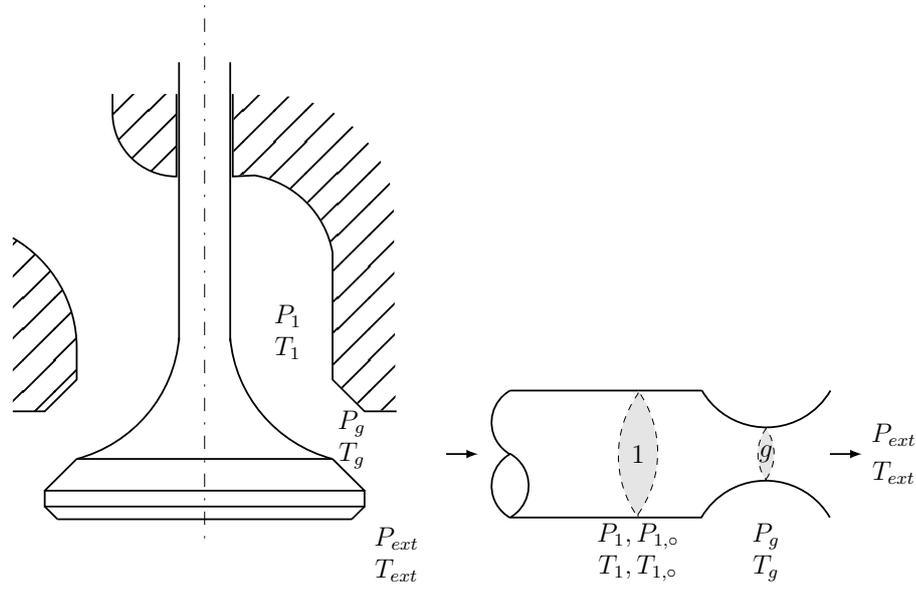
Também, para os casos nos extremos dos dutos, deve-se assumir que o escoamento não ultrapasse a velocidade do som, permanecendo sempre nos regimes subsônico e sônico. O método das características se torna inviável caso o regime seja supersônico pois as ondas que chegam nas extremidades são refletidas ao exterior do duto e não ao seu interior (VELÁSQUEZ, 1993).

As subsubseções seguintes também apresentarão as equações de determinação da direção do escoamento do fluido. Elas seguem a nomenclatura apresentada na Figura 15, onde o subscrito 1 se refere à posição na qual o fluido ocupa toda área transversal do duto; o subscrito g representa a área transversal mínima (garganta); e o *ext* se refere às propriedades do fluido fora do duto em questão; e a relação entre A_g e A_1 é ψ . De maneira a facilitar a aplicação posteriormente, utiliza-se γ_e ou γ_s para demonstrar as características de entrada ou saída, respectivamente, ao invés de utilizar λ e β para estas mesmas duas condições.

Saída de gás do duto pela válvula

Este caso pode ocorrer em dois fenômenos do funcionamento do motor, quando há a entrada do fluido na câmara pela válvula de combustão ou quando ocorre o escoamento reverso pela válvula de exaustão.

Figura 15 – Desenho da válvula à esquerda e, à direita, a simplificação para o modelo proposto.



Fonte: Och (2014)

Tomando-se a pressão na seção da garganta como a mesma da externa, tem-se a Equação 3.29 para o caso subsônico e a Equação 3.30 para o caso sônico, onde $c_g = w_g$.

$$\left(\frac{w_1}{c_1}\right)^2 = \frac{\frac{2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_{ext}}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{\frac{1}{\psi^2} \left(\frac{P_1}{P_{ext}}\right)^2 - 1} \quad (3.29)$$

$$\psi^2 = \left[\frac{k+1}{k-2} - \frac{2}{k-1} \left(\frac{c_1}{c_2}\right)^2\right] \left(\frac{c_1}{c_2}\right)^{\frac{4}{k-1}} \quad (3.30)$$

Estas mesmas duas equações podem ser escritas em termos das características e do nível de entropia, na Equação 3.31 e na Equação 3.32.

$$(\gamma_e - c_1)^2 \left[\left(\frac{c_{A_{ext}} c_1}{c_{A_1} c_{ext}} \right)^{\frac{4k}{k-1}} - \psi^2 \right] - \frac{k-1}{2} \psi^2 \left[c_1^2 - \left(\frac{c_{A_1}}{c_{A_{ext}}} c_{ext} \right)^2 \right] = 0 \quad (3.31)$$

$$\psi^2 - \left[\frac{k+1}{k-1} - \frac{2}{k-1} \left(\frac{c_1 c_{A_{ext}}}{c_{ext} c_{A_1}} \right)^2 \right] \left(\frac{c_1 c_{A_{ext}}}{c_{ext} c_{A_1}} \right)^{\frac{4}{k-1}} = 0 \quad (3.32)$$

Saída de gás do duto ao extremo livre

Neste caso, aplica-se a condição de $\psi = 1$ na Equação 3.29 para o escoamento subsônico e na Equação 3.30 para o escoamento sônico, gerando a Equação 3.33 e a

Equação 3.34, respectivamente.

$$\left(\frac{w_1}{c_1}\right)^2 = \frac{2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_{ext}}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \left(\frac{P_1}{P_{ext}}\right)^2 - 1 \quad (3.33)$$

$$1 = \left[\frac{k+1}{k-2} - \frac{2}{k-1} \left(\frac{c_1}{c_2}\right)^2 \right] \left(\frac{c_1}{c_2}\right)^{\frac{4}{k-1}} \quad (3.34)$$

Analogamente, aplica-se esta condição para obter a Equação 3.35 e a Equação 3.36 em termos das características e nível de entropia.

$$(\gamma_e - c_1)^2 \left[\left(\frac{c_{A_{ext}} c_1}{c_{A_1} c_{ext}}\right)^{\frac{4k}{k-1}} - 1 \right] - \frac{k-1}{2} \left[c_1^2 - \left(\frac{c_{A_1} c_{ext}}{c_{A_{ext}}}\right)^2 \right] = 0 \quad (3.35)$$

$$1 = \left[\frac{k+1}{k-2} - \frac{2}{k-1} \left(\frac{c_1 c_{A_{ext}}}{c_{ext} c_{A_1}}\right)^2 \right] \left(\frac{c_1 c_{A_{ext}}}{c_{ext} c_{A_1}}\right)^{\frac{4}{k-1}} \quad (3.36)$$

de gás ao duto pela válvula

Este caso ocorre em dois momentos, quando há o escoamento pela válvula de exaustão e quando há escoamento reverso pela válvula de admissão. Utiliza-se um modelo de pressão constante, no qual o gás está sujeito a uma expansão isentrópica do ambiente externo até a garganta (BENSON; WHITEHOUSE, 1979). Portanto, para o regime subsônico, o escoamento é adiabático e com pressão constante até o ponto 1 da Figura 15, conforme Equação 3.37, onde K é definido pela Equação 3.38.

$$\left(\frac{P_1}{P_{ext}}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{2K} \left(-\psi \sqrt{\psi^2 - 4K} - \psi^2 \right) \quad (3.37)$$

$$K = \frac{\frac{k-1}{2} \left(\frac{w_1}{c_{ext}}\right)^2}{\left[1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{w_1}{c_{ext}}\right)^2 \right]^2} \quad (3.38)$$

E, para a condição de velocidade sônica, entre as seções g e 1 da Figura 15, onde há queda de pressão e $c_g = w_g$, tem-se a Equação 3.39.

$$\left(\frac{w_1}{c_{ext}}\right)_{cr} = \frac{\sqrt{1 + \psi^2(k^2 - 1)} - 1}{\psi(k-1) \sqrt{\frac{k+1}{2}}} \quad (3.39)$$

Como a velocidade em 1 não pode ser maior do que a sônica, define-se a Equação 3.40.

$$\left(\frac{w_1}{c_{ext}}\right)_{max} = \left(\frac{c_1}{c_{ext}}\right) = \sqrt{\frac{2}{k+1}} \quad (3.40)$$

Estas mesmas equações podem ser representadas com base nas características e nível de entropia, para o regime subsônico na Equação 3.41 e sônico na Equação 3.42. Por não ser conhecido o valor do nível de entropia no momento deste cálculo, deve-se utilizar alguns valores não-corrigidos (utiliza-se os dados da iteração passada) representados pelo subscrito n .

$$c_{A_n} \left(\frac{P_{ext}}{P_{ref}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \left[\frac{1}{2K} \left(\psi \sqrt{\psi^2 - 4K} - \psi^2\right)\right]^{\frac{1}{2}} - \gamma_{e,n} - \frac{k-1}{2}|w| = 0 \quad (3.41)$$

$$c_{A_n} \left(\frac{P_{ext}}{P_{ref}}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \left[\psi \frac{1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{|w|}{c_{ext}}\right)^2}{\frac{|w|}{c_{ext}}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \right]^{\frac{k-1}{2k}} - \gamma_{e,n} - \frac{k-1}{2}|w| = 0 \quad (3.42)$$

Entrada de gás do extremo livre ao duto

Nesta condição, considera-se que o escoamento é isentrópico e é representado pela Equação 3.43 na condição subsônica. Quando a velocidade supera o limite sônico, utiliza-se a mesma hipótese anterior, aplicando a Equação 3.40 e assumindo a velocidade do fluido como sendo igual à velocidade do som.

$$c_1^2 + \frac{k-1}{2}w_1^2 = c_{ext}^2 \quad (3.43)$$

Esta mesma equação, representada em função das características e do nível de entropia, está demonstrada na Equação 3.44 para o regime subsônico e na Equação 3.45 quando $|w| > c$.

$$|w| = \frac{\sqrt{\gamma_{e,n}^2 + \frac{2}{k-1} \left[\frac{k-1}{2} \left(\frac{c_{A_n}}{c_{A_{ext}}}\right)^2\right] \left[\left(\frac{c_{A_n}}{c_{A_{ext}}}\right)^2 c_{ext}^2 - \gamma_{ext}^2\right]} - \gamma_{e,n}}{\left[\frac{k-1}{2} + \left(\frac{c_{A_n}}{c_{A_{ext}}}\right)^2\right]} \quad (3.44)$$

$$|w| = c_{ext} \sqrt{\frac{2}{k+1}} \quad (3.45)$$

Válvula fechada

Quando a válvula de exaustão ou admissão está fechada, o comportamento é o mesmo de um extremo fechado, portanto a velocidade é nula ($w_1 = 0$) e a velocidade do som é igual à característica que entra. Portanto, a igualdade da Equação 3.46.

$$\gamma_e = \gamma_s \quad (3.46)$$

3.5 Modelo multicilíndrico

Visando transformar o motor monocilíndrico da simulação feita por Och (2014) em um multicilíndrico, deve-se primeiramente compreender as principais diferenças entre estas duas configurações.

O trajeto percorrido pelo escoamento em um motor monocilíndrico consiste basicamente em um duto de admissão, o cilindro em si e um duto de exaustão. Ambos dutos têm uma de suas extremidades escoando no cilindro e a outra no ambiente.

Em um motor multicilíndrico o escoamento percorre mais componentes, conforme ilustra a Figura 16. O trajeto se dá por: um duto de admissão principal (D_i); uma junção (J_i), onde o escoamento é dividido no número de cilindros do motor (n); n dutos de admissão específicos ($D_{i,1}, D_{i,2}, \dots, D_{i,n}$); n cilindros; n dutos de exaustão específicos ($D_{e,1}, D_{e,2}, \dots, D_{e,n}$); uma junção (J_e), onde o escoamento é concentrado novamente; e um duto de exaustão principal (D_e). Os dutos principais têm uma de suas extremidades ligadas ao ambiente e a outra à junção, e as extremidades dos dutos específicos ligam-se às junções e aos cilindros.

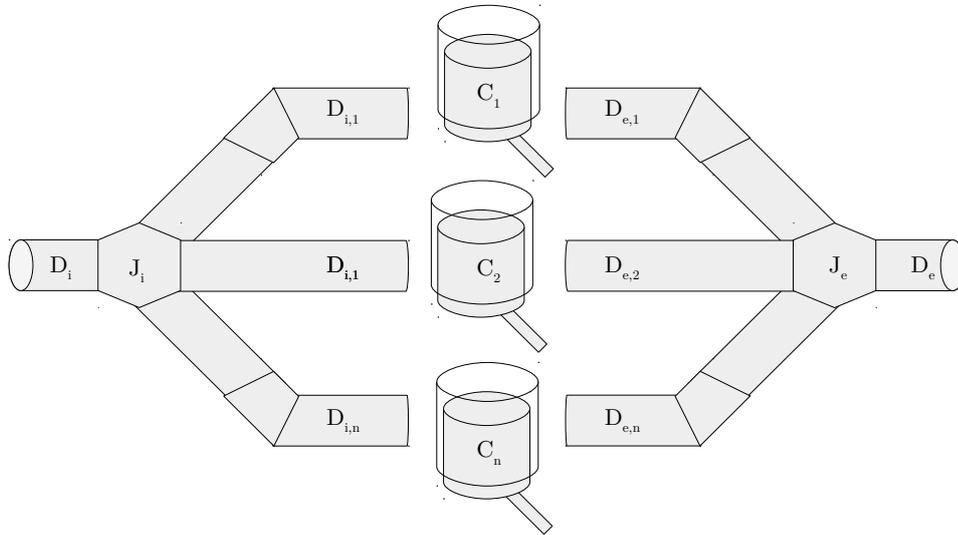
O modelo utilizado para simular a junção dos dutos foi o de Ortenzi e Vesco (2013), que é um aprimoramento do modelo de Bassett, Pearson e Fleming (2003). Os aprimoramentos podem ser observados na convergência dos resultados e na consideração de choque no escoamento.

O algoritmo do método pode ser encontrado no Apêndice B. Inicia-se o processo definindo o termo de propriedades de estagnação, representadas pelo subscrito *, podendo ser a relação entre velocidade do fluxo (w), velocidade do som (c) ou variáveis de Riemann (λ) com o nível de entropia (c_A). A velocidade do som pode ser definida pela Equação 3.47.

$$C_j^* = \frac{\sum_{j=1}^J \frac{\lambda_{in,j}^* A_j}{C_{A_j}}}{\sum_{j=1}^J \frac{A_j}{C_{A_j}}} \quad (3.47)$$

onde $C_{A_j} = c_{A_j}/c_{ref}$, $\lambda_{in,j}^* = \lambda_{in,j}/c_A$, A é a área do duto e J é o número de dutos na

Figura 16 – Esquema da disposição dos dutos, juntas e cilindros.



Fonte: O Autor, 2017

junção, indiferentemente da direção do escoamento.

A velocidade de estagnação pode ser calculada através da Equação 3.48. E a vazão mássica do duto (\dot{m}) é definida pela Equação 3.49, cujo valor positivo indica que o escoamento se dá na direção da junção e é importante o cálculo para os próximos passos do método.

$$W_j^* = \frac{2}{k-1}(\lambda_j^* - C_j^*) \quad (3.48)$$

$$\dot{m}_j = \frac{C_j^{*\frac{2}{k-1}}}{C_{A_j}} \frac{k P_{ref}}{c_{ref}} W_j^* A_j \quad (3.49)$$

No caso de vazão mássica positiva ($\dot{m}_j > 0$), não há correção no nível de entropia, portanto esta é calculada através da Equação 3.50.

$$C_{A_{c_j}} = C_{A_{n_j}} \quad (3.50)$$

Deve ser feita uma correção no nível de entropia quando há escoamento na direção contrária à junção ($\dot{m}_j < 0$). Para tal, Ortenzi e Vesco (2013) definiram um duto equivalente, ou "datum", cujas propriedades são as seguintes:

- escoamento equivalente como sendo a soma de todos os escoamentos na direção da junção (Equação 3.51);

$$\dot{m}_{datum} = \sum_{j=1}^{j=J|\dot{m}_j>0} \dot{m}_j \quad (3.51)$$

- entalpia de estagnação equivalente (Equação 3.52), massa específica (Equação 3.53) e velocidade (Equação 3.54) como a média ponderada da razão dos escoamentos na direção da junção; e

$$h_{0datum} = \frac{\sum_{j=1}^{j=J|\dot{m}_j>0} \left\{ \dot{m}_j \frac{c_{ref}^2}{k-1} \left(C_j^{*2} + \frac{2}{k-1} W_j^{*2} \right) \right\}}{\sum_{j=1}^{j=J|\dot{m}_j>0} \dot{m}_j} \quad (3.52)$$

$$\rho_{datum} = \frac{\sum_{j=1}^{j=J|\dot{m}_j>0} \dot{m}_j \rho_j}{\dot{m}_{datum}} \quad (3.53)$$

$$W_{datum} = \frac{\sum_{j=1}^{j=J|\dot{m}_j>0} \dot{m}_j W_j}{\dot{m}_{datum}} \quad (3.54)$$

- área equivalente (Equação 3.55) como sendo a razão entre o escoamento equivalente e o produto da densidade e velocidade equivalentes.

$$A_{datum} = \frac{\dot{m}_{datum}}{\rho_{datum} W_{datum}} \quad (3.55)$$

O nível de entropia corrigido, portanto, é calculado através da Equação 3.56. Com isso, é necessário encontrar a variável de Riemann corrigida utilizando o novo valor de C_A , na Equação 3.57.

$$C_{Ac_j} = \sqrt{\frac{h_{0datum}}{\frac{c_{ref}^2}{k-1} \left(C_j^{*2} + \frac{2}{k-1} W_j^{*2} \right)}} \quad (3.56)$$

$$\lambda_{c_j}^* = \frac{\lambda_{n_j}}{C_{Ac_j}} + C_j^* \left(1 - \frac{C_{An_j}}{C_{Ac_j}} \right) \quad (3.57)$$

Esse cálculo determina o primeiro *loop* do método, que deve reiniciar a partir da Equação 3.48 até que a condição da Equação 3.58 seja cumprida, onde a diferença relativa das variáveis de Riemann deve ser menor que um critério de convergência, neste caso 10^{-6} .

$$\delta_{\lambda_j} = \frac{|\lambda_{c_j}^* - \lambda_{n_j}^*|}{\lambda_{n_j}^*} \leq 10^{-6} \quad (3.58)$$

Então, inicia-se o cálculo da perda de carga, ou de pressão, Δ_j^* . Há, novamente, abordagens diferenciadas dependendo da direção do escoamento. Quando este está na direção da junção, ou seja $\dot{m}_j > 0$, a velocidade crítica do som C_{cr}^* para o duto j é determinado pela Equação 3.59.

$$C_{crj}^* = \frac{\lambda_{c_j}^* + \frac{3-k}{k+1}\lambda_{c_j}^*}{2} \quad (3.59)$$

E o coeficiente de perda de carga é calculado pela Equação 3.60, onde o valor de C_{datum}^* para a primeira iteração é escolhido arbitrariamente e, no caso deste estudo sendo o valor unitário.

$$\Delta_j^* = \min(C_{datum}^* - C_{crj}^*, 0) \quad (3.60)$$

A abordagem para os dutos cujos escoamentos estão divergindo da junção ($\dot{m}_j < 0$) é um tanto mais complexa. Iniciando pela determinação do coeficiente de perda de carga X_j , obtido pela média ponderada dos fluxos convergindo à junção, na Equação 3.61

$$X_j = \frac{\sum_{i=1}^{i=J|\dot{m}_i>0} \dot{m}_i X(i, j)}{\dot{m}_{datum}} \quad (3.61)$$

Sendo o coeficiente $X(i, j)$ calculado a partir da correlação introduzida por Bassett, Pearson e Fleming (2003) na Equação 3.62.

$$X(i, j) = 1 - \frac{1}{q_j \psi_j} \cos \left[\frac{3}{4}(\pi - \theta(i, j)) \right] \quad (3.62)$$

onde, q_j e ψ_j são calculados pela Equação 3.63 e Equação 3.64, respectivamente. E $\theta(i, j)$ é o ângulo entre o duto i e o duto j .

$$q_j = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_{datum}} \quad (3.63)$$

$$\psi_j = \frac{A_{datum}}{A_j} \quad (3.64)$$

De maneira a evitar que ocorram valores irrealis para o Δ_j^* , as três condições apresentadas pela Equação 3.65 devem ser atendidas. Caso haja o descumprimento de alguma destas condições, (BASSETT; PEARSON; FLEMING, 2003) indicam que seja

utilizado o método de Pressão constante. O $C_{cr_j}^*$ pode ser calculado de forma análoga ao realizado anteriormente, conforme Equação 3.66.

$$\begin{cases} X_j \geq \frac{-1}{k \left(\frac{2}{k-1} \frac{(\lambda_{c_j}^* - C_j^*)}{C_j^*} \right)^2} \\ C_{datum}^* - \Delta_j^* \leq C_{cr_j}^* \\ C_{datum}^* - \Delta_j^* \geq \lambda_{c_j}^* \end{cases} \quad (3.65)$$

$$C_{cr_j}^* = \frac{\lambda_{c_j}^* + \frac{k+1}{3-k} \lambda_{c_j}^*}{2} \quad (3.66)$$

Enfim, determina-se o valor da perda de carga pela relação demonstrada na Equação 3.67, onde $\Delta_{0_j}^*$ é o que demonstra a Equação 3.68.

$$\Delta_j^* = \max \left(C_{datum}^* - C_{cr_j}^*, \min \left(C_{datum}^* - \lambda_{c_j}^*, \Delta_{0_j}^* \right) \right) \quad (3.67)$$

$$\Delta_{0_j}^* = C_j^* \left\{ \left[1 + k X_j \left(\frac{2}{k-1} \frac{(\lambda_{c_j}^* - C_j^*)}{C_j^*} \right)^2 \right]^{\frac{k-1}{2}} - 1 \right\} \quad (3.68)$$

Com todos os valores de perda de carga estabelecidos, aplica-se o Método da Bissecção na Equação 3.69 para encontrar C_{datum}^* .

$$\sum_{j=1}^{j=J} \left[\left(C_{datum}^* - \Delta_j^* \right)^{\frac{2}{k-1}} \left(\lambda_{c_j}^* - \left(C_{datum}^* - \Delta_j^* \right) \right) \frac{A_j}{C_{Ac_j}} \right] = 0 \quad (3.69)$$

Isto possibilita o cálculo do valor de C^* para cada duto, pela Equação 3.70

$$C_j^* = C_{datum}^* - \Delta_j^* \quad (3.70)$$

Fechando, assim, o segundo *loop* do método, sendo reiniciado também desde a Equação 3.48 até que a condição da Equação 3.71 seja cumprida, onde o erro deve ser menor que .

$$|C_{datum_{novo}}^* - C_{datum}^*| < 10^{-6} \quad (3.71)$$

O método se encerra com o cálculo das variáveis de Riemann de entrada corrigidas pela Equação 3.72 e as de saída pela Equação 3.73.

$$\lambda_{in_j} = \lambda_{c_j}^* C_{A_{c_j}} \quad (3.72)$$

$$\lambda_{out_j} = 2 C_j^* C_{A_{c_j}} - \lambda_{in_j} \quad (3.73)$$

3.6 Cálculo das eficiências

As variáveis de decisão (conceito explicado na seção 3.7) serão as eficiências volumétrica e térmica, que serão otimizadas ao variar-se certos parâmetros de operação do motor.

A eficiência volumétrica (η_v) pode ser definida pela Equação 2.1, que ao ser implementada no código de simulação, é calculada a partir da Equação 3.74, onde $m_{a,n}$ é a massa de mistura nova admitida na etapa da admissão e G_{teo} é a massa teórica, aquela que ocuparia o cilindro pelo deslocamento do pistão, definida por $\rho_o V_d$.

$$\eta_v = \frac{m_{a,n}}{G_{teo}} \quad (3.74)$$

Para o modelo de uma zona utilizado, pode-se determinar o valor da massa de ar novo pela relação de equivalência (ϕ). Sabendo-se que $m_{a,n} = m_{a,o} + m_{f,o}$, chega-se à Equação 3.75 (HEYWOOD, 1988).

$$\eta_v = \frac{m_c}{G_{teo}} \left[1 - \frac{\frac{m_{a,o}}{m_{f,0}} + 1}{\frac{m_{a,n} + m_{a,o}}{m_{f,o}} - 1} \right] \quad (3.75)$$

Com algumas manipulações, encontra-se a Equação 3.76, a utilizada no código. Nesta, m_c é a massa no interior do cilindro e ϕ_c representa a relação de equivalência no momento do fechamento da válvula de admissão, para o modelo de uma zona de combustão.

$$\eta_v = \frac{m_c}{G_{teo}} \left[\frac{1 - \phi_c}{1 + \phi_c (F/A)_s} \right] \quad (3.76)$$

Analogamente, a eficiência térmica (η_t) pode ser calculada pela Equação 2.5, porém para facilitar seu cálculo no código, utilizou-se a Equação 3.77, onde W_{ciclo} é o trabalho de

cada ciclo e PCI é o Poder Calorífico Inferior do combustível.

$$\eta_t = \frac{W_{ciclo}}{|m_{f,o} PCI|} \quad (3.77)$$

3.7 Otimização multi-objetivo

Busca-se encontrar o ponto ótimo do motor em relação a mais de uma variável operacional (eficiências volumétrica e térmica). Isto se demonstrou necessário para compreender as relações existentes entre estas duas variáveis, o porque de se encontrar em alguns casos altos valores de eficiência volumétrica e baixos de térmica com as mesmas configurações, conforme evidenciado por Och et al. (2016). Portanto, a primeira escolha a ser feita é utilizar um modelo de otimização multi-objetivo no lugar de um mono, cuja definição genérica se dá pela Equação 3.78.

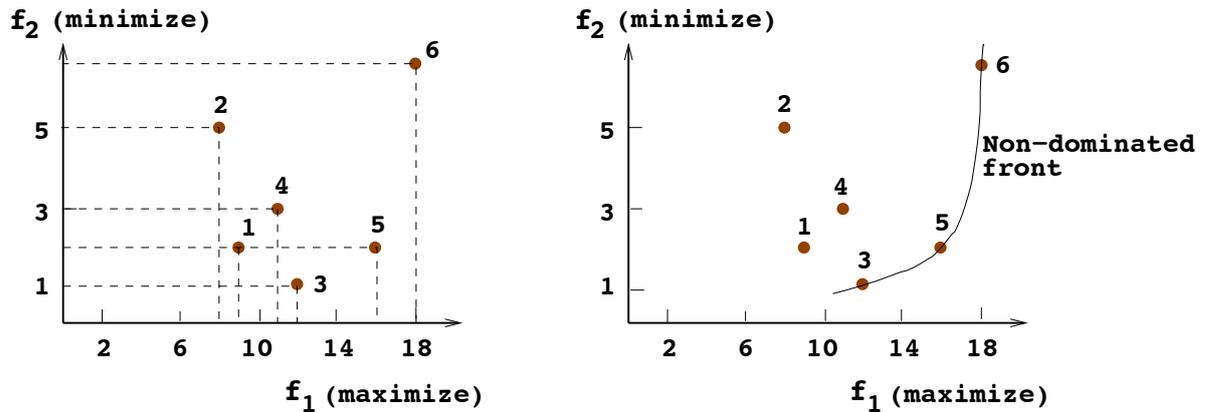
$$\left. \begin{array}{ll} \text{Minimizar/Maximizar} & f_m(x), \quad m = 1, 2, \dots, M; \\ \text{sujeito a} & g_j(x) \geq 0, \quad j = 1, 2, \dots, J; \\ & h_k(x) = 0, \quad k = 1, 2, \dots, K; \\ & x_i^{(L)} \leq x_i \leq x_i^{(U)}, \quad i = 1, 2, \dots, I. \end{array} \right\} \quad (3.78)$$

Onde a solução $x \in \mathfrak{R}^n$ é um vetor de n variáveis de decisão: $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$. As soluções que satisfazem as restrições e limites das variáveis constituem o *domínio viável de variáveis de decisão* $S \subset \mathfrak{R}^n$. Uma das principais diferenças da otimização multi-objetivo é que as funções objetivas constituem um domínio multi-dimensional. Esse domínio de dimensão M é chamado de *domínio dos objetivos* $Z \subset \mathfrak{R}^M$. Para cada solução x no domínio de variáveis de decisão, há um ponto $z \in \mathfrak{R}^M$ no domínio dos objetivos, demonstrado por $f(x) = z = (z_1, z_2, \dots, z_M)^T$.

As soluções ótimas na otimização multi-objetivo podem ser definidas pelo ordenamento parcial (*partial ordering*), simbolizado pelo operador \succ , onde é introduzido o conceito de dominação. Ele determina que uma solução $x^{(1)}$ domina uma outra solução $x^{(2)}$ (ou $x^{(1)} \succ x^{(2)}$) se ambas as seguintes condições forem atendidas: (i) a solução $x^{(1)}$ não é pior que a $x^{(2)}$ em todos objetivos (a comparação é feita no domínio dos objetivos, portanto entre $z^{(1)}$ e $z^{(2)}$); (ii) a solução $x^{(1)}$ é melhor que $x^{(2)}$ em pelo menos um objetivo. Todas soluções que não são dominadas por nenhuma outra são chamadas de *Pareto-optimal solutions*, Pareto ou fronteira não-dominada conforme demonstrado na Figura 17.

Cabe, então, determinar se o método utilizado será estocástico ou determinístico. Por utilizar-se de gradientes avaliados ponto a ponto, os modelos determinísticos podem levar uma solução a um mínimo/máximo local e não o global, o que pode mascarar o

Figura 17 – Soluções de uma geração qualquer e a fronteira não dominada.



Fonte: Deb (2011)

resultado ótimo em alguns casos; também pode tornar-se inviável pois algumas funções objetivas podem ser descontínuas, não-diferenciáveis e multimodais. Portanto, visando evitar estas não-conformidades observadas nas funções, torna-se mais viável utilizar um modelo estocástico que necessita apenas de informações da função, independentemente da existência destas características mencionadas anteriormente.

Dois grandes grupos de técnicas podem ser encontrados para os métodos estocásticos: Algoritmos Genéticos e Estratégias Evolutivas. Com base nestas técnicas, pode-se encontrar mais três divisões de métodos: Método de Monte-Carlo, Método de Recozimento e Algoritmos Evolucionários (AE), explicitados por ordem de complexidade (COELLO; LAMONT; VELDHUIZEN, 2007). O primeiro também pode ser chamado de Busca Randômica (*Random Search*) e se baseia no cálculo da função em pontos aleatórios e determinação dos melhores entre eles, portanto não é um método iterativo. Já o segundo, utiliza um deslocamento a partir de um ponto inicial e verifica se este deslocamento leva a função a um ponto melhor que o anterior, aceitando ou não a solução e repetindo o processo.

O terceiro método, o mais complexo dos três, tem como princípio simular a evolução de uma população de indivíduos diferentes entre si, aplicando operadores genéticos e selecionando novos indivíduos a cada geração. Os Algoritmos Evolucionários são inspirados na Teoria da Evolução de Darwin, a sobrevivência dos mais adaptados (ATASHKARI et al., 2007). São relativamente simples de implementar e flexíveis, com uma grande aplicabilidade.

De acordo com Deb (2011), este método é popular por não requerer nenhuma informação derivativa, ou seja, é possível utilizá-los em equações descontínuas, não convexas, multi-modais, não lineares e não-diferenciáveis, por exemplo, onde os métodos tradicionais têm dificuldade. Outro importante motivo desta popularidade em otimizações multi-objetivo é a capacidade de gerar múltiplas soluções durante o processo de busca, uma

qualidade desejável numa aplicação deste tipo (KUKKONEN, 2012).

Dentro deste método podem-se destacar duas técnicas: Evolução Diferencial (ED) e Algoritmo Genético (AG). Estas duas técnicas tem a mesma sequência lógica de funcionamento, diferenciando-se na etapa da criação das gerações (principalmente na etapa da mutação).

Elas iniciam com uma população gerada aleatoriamente - em alguns casos, pode-se utilizar uma inicialização customizada, para uma melhor convergência. A etapa seguinte é a criação da próxima geração, que se dá geralmente em três passos: cruzamento, mutação e seleção. Recentemente, uma quarta etapa está sendo introduzida - o elitismo. Para problemas com um único objetivo de ED (caso de Och et al. (2016)), não é utilizado o elitismo, esta etapa foi adicionada por Babu e Anbarasu (2006) para transformar o método em multi-objetivo.

O **cruzamento** consiste em selecionar aleatoriamente duas ou mais soluções (progenitores) e criar uma ou mais soluções trocando informações entre os progenitores. Ele ocorre com uma probabilidade ($p_c \in [0, 1]$) que indica a proporção da população que sofrerá o cruzamento. O restante - $p_c - 1$ - é copiado sem alteração à população modificada (descendentes).

Cada descendente, criado pelo cruzamento, é perturbado pela **mutação**, onde toda variável é mutada com uma probabilidade de mutação (p_m), usualmente definida como $1/n$, onde n é o número de variáveis.

No **elitismo** e na **seleção**, as duas populações (progenitores e descendentes) são combinadas e as melhores solução entre todas elas são selecionadas. Assim, inicia-se o processo novamente até que seja satisfeito o critério de parada definido, geralmente sendo um número de gerações pré-estabelecido.

Optou-se por utilizar dois dos métodos de AEs citados anteriormente para serem comparados posteriormente. O algoritmo genético selecionado é o NSGA-II (*Nondominated Sorting Genetic Algorithm - II*) proposto por Deb et al. (2002), e o de evolução diferencial é o MODE (*Multi-Objective Differential Evolution*) ou EDMO (Evolução Diferencial Multi-Objetivo) introduzido por Storn e Price (1997) e adaptado para problemas multi-objetivo por Babu e Anbarasu (2006).

Uma análise entre algumas variações destes dois métodos foi realizada por Tušar e Filipič (2007), e foi encontrado que a ED explora o domínio de decisão mais eficientemente que o AG, inclusive quando se trata de múltiplos objetivos. Porém, inferem que a ED e, conseqüentemente, a EDMO são limitadas a uma representação vetorial das soluções e podem ser utilizadas apenas em otimizações numéricas. Busca-se avaliar se esta mesma conclusão pode ser comprovada em uma aplicação complexa como na de um motor de combustão interna.

3.7.1 NSGA-II (*Nondominated Sorting Genetic Algorithm - II*)

Os algoritmos genéticos foram sugeridos pela primeira vez em 1967 por Rosenberg e introduzidos pela primeira vez por J. Holland (1975), ganharam importância com seu aluno D. E. Goldberg em 1989 e foram aperfeiçoados continuamente por N. Srinivas em 1995 com o NSGA (*Nondominated Sorting Genetic Algorithm*) e em 2002 por seu aluno K. Deb, com o NSGA-II (DEB et al., 2002).

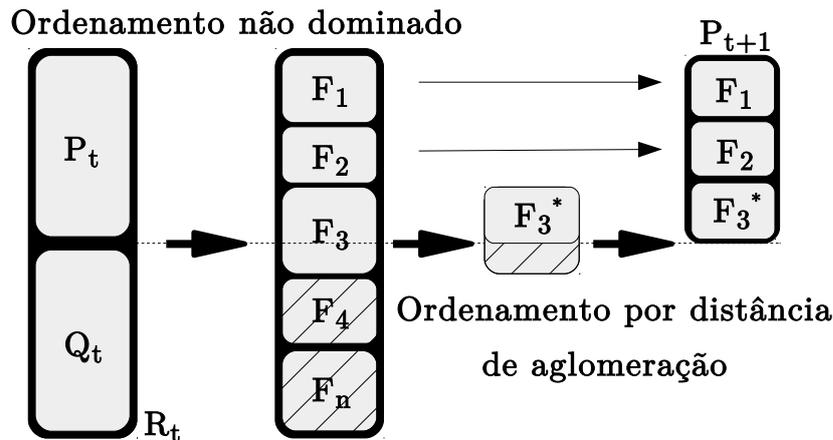
O NSGA-II, conforme discutido por D’Errico, Cerri e Pertusi (2011), é o melhor método para problemas multi-objetivo, por gerar poucas soluções repetidas devido ao parâmetro *crowded-distance* - distância de aglomeração, em tradução livre. Também foi concluído que este método obtém melhores resultados e requer um menor número de simulações quando comparado a outros métodos, como o ε -*constrain*. Sua limitação está na inexistência de um critério de parada, o método prossegue até o número de gerações definidas pelo usuário.

As principais inovações observadas no NSGA-II são o ordenamento não dominado (*nondominated sorting*) e o ordenamento por distância de aglomeração (*crowded-distance sorting*). O primeiro ordenamento segue a lógica do ordenamento parcial, porém não finaliza ao encontrar a primeira fronteira não dominada, prossegue para encontrar o segundo grupo de objetivos menos dominados, e assim por diante. O segundo ordenamento, representado pelo operador \succ_n , tem como objetivo garantir a diversidade das soluções e evitar a existência de nichos localizados, e é definida por Deb et al. (2002) como: entre duas soluções com classificações de não dominação diferentes, aquela com a menor classificação será escolhida; e se ambas pertencerem à mesma fronteira, a solução localizada em uma região menos aglomerada será escolhida.

O NSGA-II é iniciado com a criação de uma população inicial aleatória (P_t). Esta população é classificada usando o ordenamento não dominado, no qual cada solução recebe uma classificação igual ao seu nível de não dominância. A primeira população de descendentes (Q_0) de dimensão N é criada ao utilizar-se dos métodos típicos de cruzamento, mutação e seleção. As próximas populações requerem um processo diferente, pois são comparadas às melhores soluções não dominadas previamente encontradas. Ambas populações são combinadas ($R_t = P_t \cup Q_t$), com dimensão $2N$. Então, a população R_t é classificada pelo ordenamento não dominado, garantindo o elitismo, conforme mostra a primeira seta da Figura 18.

A seleção da próxima geração (P_{t+1}) é iniciada, conforme observado pela Figura 18, onde as caixas hachuradas são os grupos de objetivos descartados. O grupo com a melhor classificação não dominada (F_1) é o primeiro a ser escolhido, e se seu tamanho for menor que N , todos os seus membros farão parte de P_{t+1} . Os membros remanescentes da população são escolhidos a partir dos grupos com classificação não dominada subsequentes (F_2, F_3, \dots, F_n)

Figura 18 – Processo de classificação do NSGA-II.



Fonte: O Autor, 2017

na ordem de sua classificação até que algum grupo não possa ser totalmente encaixado. O último grupo - aquele que não conseguiu ser totalmente acomodado em P_{t+1} - é, então, ordenado utilizando o operador de distância de aglomeração (\succ_n) e as melhores soluções são escolhidas para completar os espaços disponíveis em P_{t+1} .

P_{t+1} é usado agora para realizar o cruzamento, a mutação e a seleção buscando gerar a nova população Q_{t+1} e o processo se repete até a geração determinada como critério de parada. É importante notar que o operador binário de seleção é usado, porém o critério de seleção agora é baseado no operador de distância de aglomeração. A diversidade entre as soluções não dominadas é introduzida ao utilizar este operador nos processos da seleção e da fase de redução da população.

Os algoritmos utilizados para o NSGA-II, adaptados de Deb et al. (2002), estão demonstrados nas tabelas do Apêndice A. Na Tabela 11 observa-se o algoritmo principal da otimização, e na Tabela 12 e na Tabela 13 têm-se os algoritmos dos ordenamentos não dominado e por distância de aglomeração, respectivamente.

3.7.2 EDMO - Evolução Diferencial Multi-Objetivo

A ED surgiu das tentativas de Kennedy Price de resolver o problema dos Polinômios de *Chebyshev* que lhe foi passado por Rainer Storn entre 1994 e 1996. Uma descoberta ocorreu quando Kennedy teve a ideia de usar o vetor de diferenças para perturbar o vetor da população. A partir disso, discussões e diversas simulações computacionais por Kennedy e Rainer levaram a ED à ferramenta robusta e versátil que é hoje. A utilização da ED vem crescendo desde então e Das e Suganthan (2011) demonstram que durante os dez anos anteriores à sua publicação, a ED havia exibido um ótimo desempenho em otimizar uma ampla variedade de problemas multi-dimensionais, multi-objetivos e multi-modais.

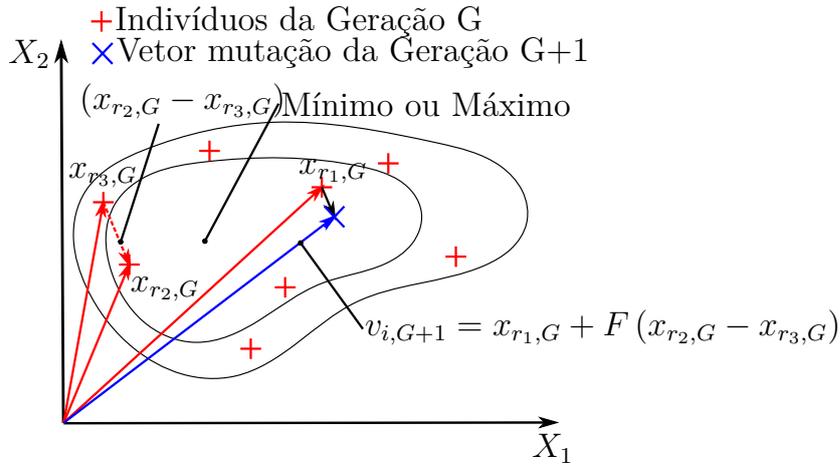
A grande diferença entre a EDMO e o NSGA-II é na etapa da mutação, onde novos vetores são gerados ao adicionar-se a diferença ponderada entre dois vetores da população a um terceiro.

Basicamente, e conforme Price, Storn e Lampinen (2005), a ED parte da criação de uma população inicial genérica $(x_{i,G})$ com dimensão $i = 1, 2, \dots, NP$ e G representando o número da geração. Com base nesta primeira população, a primeira geração de descendentes é determinada iniciando pela mutação.

Na mutação, para cada vetor alvo $(x_{i,G})$, um vetor doador ou vetor modificado $(v_{i,G+1})$ é criado de acordo com a Equação 3.79. Onde $r_1, r_2, r_3 \in \{1, 2, \dots, NP\}$ e são índices aleatórios diferentes de i , $F \in [0, 2]$ e é a constante que controla a amplificação da variação diferencial $(x_{r_2,G} - x_{r_3,G})$. A Figura 19 mostra o processo da criação de $v_{i,G+1}$ com a indicação destes vetores.

$$v_{i,G+1} = x_{r_1,G} + F \cdot (x_{r_2,G} - x_{r_3,G}) \quad (3.79)$$

Figura 19 – Processo de geração do vetor doador $(v_{i,G+1})$.



Fonte: (OCH, 2014)

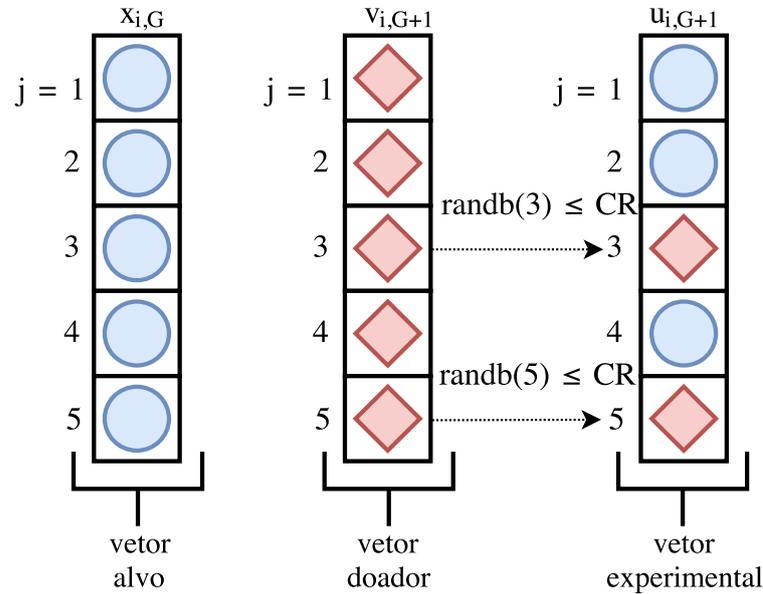
A diversidade da população é introduzida a partir da etapa do cruzamento, onde os parâmetros do vetor alvo $(x_{i,G})$ e do vetor doador $(v_{i,G+1})$ são combinados de maneira aleatória para a criação de um vetor experimental $(u_{i,G+1})$ com base no parâmetro CR , e é formado a partir da Equação 3.80.

$$u_{ji,G+1} = \begin{cases} v_{ji,G+1} & \text{se } randb(j) \leq CR \text{ ou } j = rnbr(i) \\ x_{ji,G} & \text{se } randb(j) > CR \text{ e } j \neq rnbr(i) \end{cases}, j = 1, 2, \dots, D \quad (3.80)$$

onde $randb(j)$ é a j -ésima avaliação de um gerador de números randômicos entre 0 e 1. $CR \in [0, 1]$ e é a constante de cruzamento. $rnbr(i)$ é um índice escolhido randomicamente

entre 1 e D que assegura que haja ao menos um parâmetro de $v_{i,G+1}$ em $u_{i,G+1}$, sendo D o número de parâmetros ou variáveis de decisão.

Figura 20 – Demonstração do processo do cruzamento da ED.



Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Storn e Price (1997))

O processo de seleção foi onde Babu e Anbarasu (2006) realizaram a alteração para aplicar a Evolução Diferencial em um problema multi-objetivo, adicionando as ideias de elitismo do próprio NSGA-II. Portanto, combina-se a população inicial com a população de vetores experimentais criados, gerando uma população de $2NP$ elementos para que seja realizado o ordenamento não dominado, conforme Tabela 12, até que a nova população seja preenchida por grupos completos de classificação decrescente. O próximo grupo, que não foi totalmente encaixado, passará pelo processo descrito na Tabela 13, chamado de ordenamento por distância de aglomeração, que garantirá a diversidade da nova geração.

3.7.3 Métricas de performance em otimizações multi-objetivo

Como evidenciado nas seções anteriores, os resultados dos métodos de otimização multi-objetivo não podem ser tão explicitamente verificados como em métodos mono-objetivos. Uma avaliação gráfica pode auxiliar nesta avaliação, mas não deve ser o único método para tal, por ser, muitas vezes, bastante subjetivo e não qualitativo.

Portanto, alguns critérios são estipulados para verificar a real eficácia de um método quando comparado a um outro. Conforme Jiang et al. (2014), quatro grandes grupos de indicadores podem ser determinados para este caso:

- Capacidade, que determina o número ou a razão de soluções não dominadas que

satisfazem dado requisito;

- Convergência, que mede a proximidade das soluções em relação a um Pareto ótimo;
- Diversidade, que observa o quão igualmente distanciadas estão as soluções no espaço objetivo, e quão próximas as soluções estão em relação ao Pareto ótimo; e
- Convergência-Diversidade, que indicam a Convergência e a Diversidade numa única escala.

Por se tratar de um caso onde não há uma fronteira de Pareto ótima, podem apenas ser aplicados métodos que independam dela ou de uma fronteira referencial. Portanto, dois indicadores foram escolhidos para facilitar a comparação da performance entre os métodos, o Espaçamento e o Hipervolume.

O Espaçamento (SP ou *Spacing*), proposto por Schott (1995), calcula a menor distância entre as soluções na fronteira não dominada (S) e pode ser calculado através da Equação 3.81, onde d_i é a mínima distância euclidiana entre dois pontos, ou seja, $d_i = \min_{\vec{s}_j \in S, \vec{s}_j \neq \vec{s}_i} \|f(\vec{s}_i) - f(\vec{s}_j)\|$, $s_j \in S$ e $|S|$ o número de elementos na fronteira não dominada.

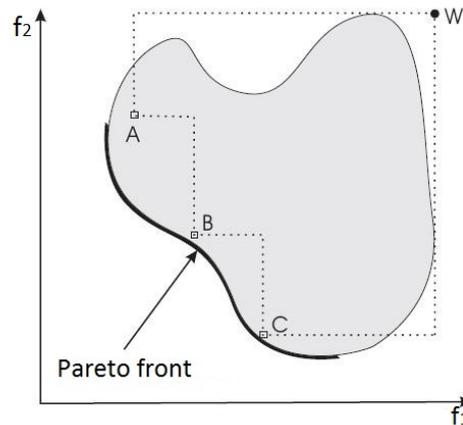
$$SP(S) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{|S|} (d_i - \bar{d})^2}{|S| - 1}} \quad (3.81)$$

O Hipervolume (HV ou *Hypervolume*), proposto por Zitzler e Thiele (1999), é um dos indicadores cuja utilização mais cresce ultimamente (JIANG et al., 2014). Ele mede a Convergência-Diversidade, definido pela Equação 3.82, onde R é o ponto referencial, normalmente selecionado como sendo o valores máximos para cada objetivo em uma minimização, e v o hipercubo formado pela diagonal entre o ponto R e um objetivo, conforme Figura 21. No caso da figura, o HV seria a área formada pelos pontos ABCR.

$$HV(S, R) = volume \left(\bigcup_{i=1}^{|S|} v_i \right) \quad (3.82)$$

De acordo com Jiang et al. (2014), pelo HV necessitar de uma grande capacidade computacional, recomenda-se utilizar em otimizações de, no máximo, quatro objetivos. Quanto maior for o valor de HV, maior é a proximidade da solução S com a Fronteira de Pareto ótima e também pode indicar uma melhor distribuição dos pontos no espaço objetivo.

Figura 21 – Exemplo do Hipervolume num problema multi-objetivo de minimização.



Fonte: O Autor, 2017 (Adaptado de Jiang et al. (2014))

3.8 Códigos de otimização e paralelização

Já implicitamente demonstrados pelas seções anteriores, a procedência dos códigos utilizados nas otimizações multi-objetivo será definida nesta seção.

Para o NSGA-II, evidentemente, optou-se por utilizar o código em *Fortran* desenvolvido pelos alunos de Pós-Graduação do Dr. Gupta – o qual já havia sido adaptado do código de Kalyanmoy Deb – disponível no site oficial do Departamento de Engenharia Química do Instituto Indiano de Tecnologia Bombay (GUPTA, 2007). O código foi consideravelmente modificado, principalmente porque se optou por readaptá-lo ao *Fortran 90*, uma nova versão em comparação àquela desenvolvida.

Já na EDMO, utilizou-se como base o código em *Fortran 90* adaptado por Och (2014) daquele desenvolvido pelo Dr. Feng-Sheng Wang, da *National Chung Cheng University* de Taiwan, disponível no site oficial de Evolução Diferencial dos professores Price e Storn (2017). Este, porém, foi alterado para uma operação com múltiplos objetivos, visto que a versão original apenas aceitava um. Para tanto, utilizou-se dos critérios de elitismo do NSGA-II, conforme recomendação feita por Babu e Anbarasu (2006).

Normalmente, ao se realizar uma operação computacional, o processador (ou processadores) recebe suas instruções e as realiza sequencialmente com toda sua capacidade. Em uma operação paralelizada, diversas instruções são realizadas concorrentemente, cada uma feita por um processador (BARNEY, 2012). A escolha por um tipo ou outro de operação deve ser feita com extremo cuidado, caso contrário o tempo de processamento pode ser profundamente prejudicado.

Com base nisso e sabendo que para cada geração da otimização todos os indivíduos devem ser calculados simultaneamente para o processo seguir, optou-se pela paralelização de forma a reduzir o tempo computacional do código.

Tanto os códigos de otimização quanto o da simulação do motor foram desenvolvidos em *Fortran* em ambiente *Linux*. Como estas duas plataformas são livres e é exatamente esta a ideia deste projeto – trabalhar apenas com *softwares* livres e se possível, de código aberto -, a paralelização também deve ser. Então, optou-se por utilizar a biblioteca MPI (*Message Passing Interface* ou Interface de transferência de mensagens) (The MPI Forum, 2015).

O MPI, de acordo com Pacheco (2011), é o principal padrão de paralelismo em memória distribuída, nele não há memória compartilhada, faz apenas a comunicação entre processos por chamada de funções ou rotinas. Normalmente os códigos devem ser reescritos ou reestruturados para se adaptarem às suas funções, exatamente o que necessitou ser feito neste caso.

Visando a redução no tempo computacional, o código foi alterado de forma que um dos processadores se torne o mestre e os outros os escravos. O processador-mestre comanda o que deve ser calculado pelos escravos. No caso específico, ele envia aos escravos um vetor decisão a cada, que calculam a simulação do motor e retornam o vetor solução. No momento em que eles retornam o vetor solução e o processador-mestre percebe que eles estão ociosos, envia um novo vetor decisão até que toda população tenha sido calculada. Com a geração calculada, o processador-mestre prossegue com as etapas da otimização multi-objetivo (mutação, cruzamento e seleção) para gerar a nova população, quando iniciará o processo do envio aos escravos novamente. O fim deste processo se dá quando for atingido o número de iterações estipulado nos parâmetros da otimização. O processo é mostrado no Apêndice C.

4 Resultados

Neste Capítulo 4 serão apresentados os resultados obtidos através da aplicação dos modelos e códigos propostos pela metodologia, no Capítulo 3. Primeiramente, é apresentada uma análise do modelo numérico para o motor de combustão interna multicilíndrico na seção 4.1. Em seguida, na seção 4.2, os dois métodos de otimização multi-objetivo são aplicados e analisados no motor monocilíndrico e comparados aos resultados obtidos em trabalhos anteriores. E, por fim, os métodos são aplicados no motor multicilíndrico aqui proposto, na seção 4.3.

4.1 Análise do modelo numérico proposto

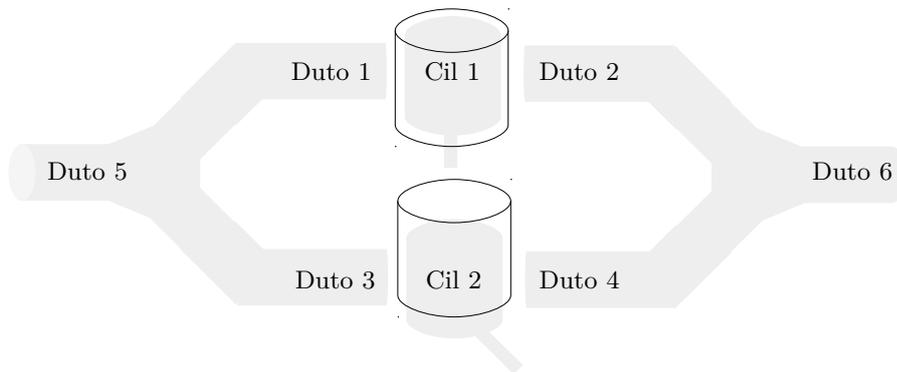
A simulação é iniciada no processo de compressão com valores iniciais (de pressão, temperatura, por exemplo) estipulados como ponto de partida. Por esse motivo, a simulação ocorre por diversos ciclos para que a cada um deles os valores sejam mais próximos dos reais. E, de acordo com Och (2014), 15 ciclos já seriam suficientes para garantir a convergência dos valores, porém optou-se por expandir a 20 ciclos dada a maior possibilidade de oscilações dos resultados pelas interferências dos múltiplos cilindros e dutos.

Por se tratar de um motor multi-cilíndrico, certos parâmetros específicos devem ser escolhidos, como o número de cilindros – neste caso 2. Com isso, o ângulo de defasagem (*offset*) entre os dois cilindros deve ser determinado. Na prática, para um motor em linha, esta defasagem é determinada pela posição do moente de cada cilindro no virabrequim. Os valores mais usuais de defasagem são 180° , 270° e 360° . Porém, segundo Norton (2010), o último gera uma vibração muito elevada no motor e, portanto, a simulação foi realizada com 270° . Os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão foram retirados dos resultados da seção 4.3: $ivo = -8^\circ$, $ivc = 12^\circ$, $evo = 52^\circ$ e $ivo = 12^\circ$. Estes e outros parâmetros importantes do motor simulado estão demonstrados na Tabela 14, no Apêndice D.

A nomenclatura dos cilindros e dutos referidos nesta seção 4.1 são os descritos na Figura 22, importante ressaltar que esta é meramente ilustrativa, já que foi considerado, por exemplo, que os dutos em cada sistema têm o mesmo comprimento e são todos retilíneos.

A simulação com os dados da Tabela 14 resultaram num motor com Eficiência Volumétrica (η_v) de 88,01 % e Eficiência Térmica (η_t) de 37,31 %. Nesta simulação, é possível perceber, conforme explicitado na seção 2.5, que a interação da dinâmica dos gases nos dutos altera a operação dos cilindros, fazendo com que a η_v difira em 1 % (87,29 % para o Cil₁ e 88,73 % no Cil₂) e em torno de 0,5 % para a η_t (37,06 % para o Cil₁ e 37,55 %

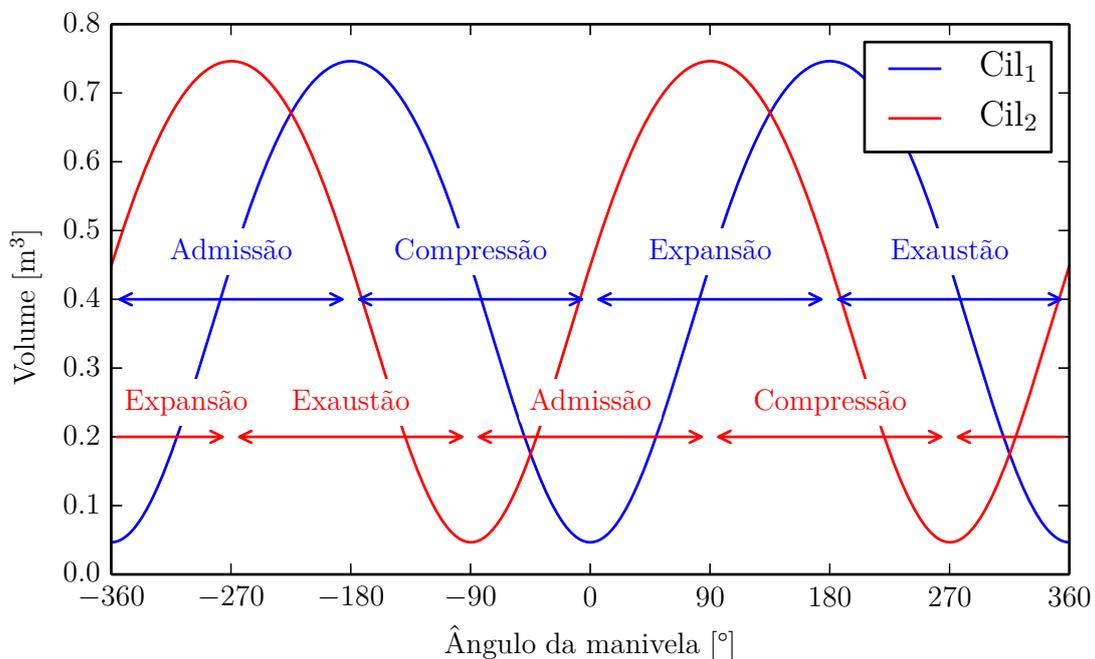
Figura 22 – Nomenclatura dos cilindros e dutos.



Fonte: O Autor, 2017

no Cil₂). Isto pode ser melhor compreendido quando observadas as figuras a seguir, que demonstram os comportamentos da temperatura, pressão e massa no interior dos cilindros. Para todas as figuras a seguir, toma-se como base o ângulo da manivela do Cil₁, portanto todos os processos do Cil₂ ocorrem 270° em retardo, conforme Figura 23.

Figura 23 – Volume no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela e a indicação dos processos em cada um deles.



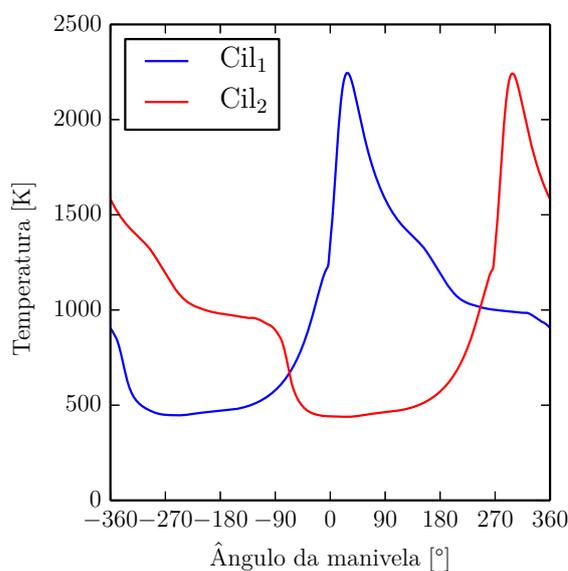
Fonte: O Autor, 2017

Na Figura 24 pode-se verificar a variação da temperatura no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela do Cil₁, para o último ciclo da simulação. Percebe-se que a maior taxa de variação da temperatura ocorre próximo a 0° para o Cil₁ e a 270° para

o Cil₂, quando a injeção de combustível é iniciada. Já se encontra alguma discrepância, ainda que bastante sutil, entre os cilindros em relação à temperatura máxima, de 2245,6 K no primeiro e de 2242,4 K no segundo, porém a curva que a determina é semelhante.

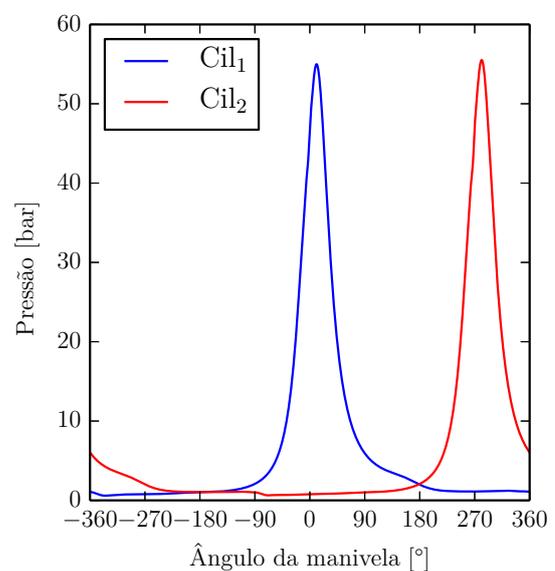
Os pontos de máxima pressão ocorrem próximos aos ângulos das máximas temperaturas, porém com situação invertida, conforme Figura 25. Para a pressão, o Cil₁ tem sua máxima inferior àquela encontrada no Cil₂, de 55,0 bar e 55,5 bar, respectivamente. O comportamento destas em ambos os cilindros é semelhante em todo o ciclo.

Figura 24 – Temperatura no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela.



Fonte: O Autor, 2017

Figura 25 – Pressão no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela.

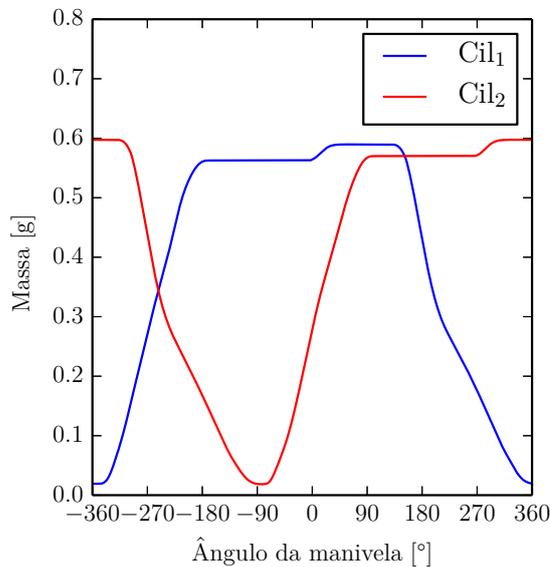


Fonte: O Autor, 2017

Para completar a análise das propriedades no interior dos cilindros, a massa total da mistura e as vazões mássicas nas válvulas de admissão e exaustão em cada cilindro são ilustradas na Figura 26 e Figura 27, respectivamente. O Cil₂, que apresentou menor temperatura e maior pressão, possui a maior massa em seu interior (Cil₁ = 0,59 g e Cil₂ = 0,60 g). Por outro lado, a formatação das curvas da massa total e das vazões mássicas para os dois cilindros são bastantes similares, tanto na admissão quanto na exaustão.

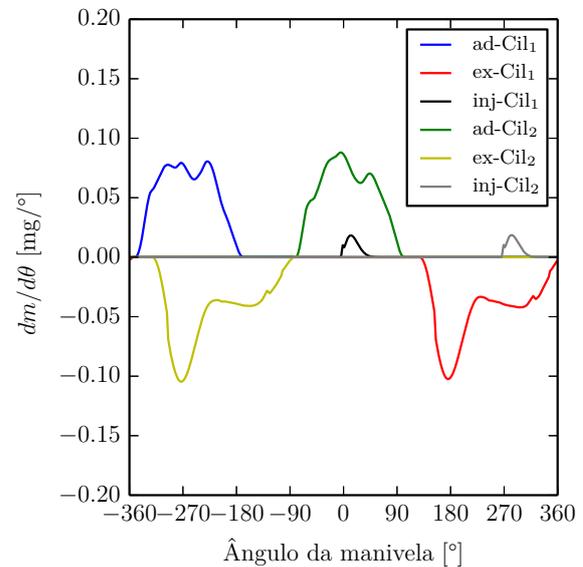
Neste caso, para o Cil₁, a entrada de ar inicia a -352° , logo após o início do processo de admissão, e permanece até pouco depois do início do processo de compressão (a -168°) para aproveitar da inércia dos gases, mesmo com o pistão já se deslocando ao PMS. Por fim, percebe-se um aumento na massa no interior dos cilindros no final da compressão, esse aumento é devido à injeção de combustível, também podendo ser comprovado pela vazão mássica no bico injetor. Por haver maior massa de ar, é injetada uma maior quantidade de combustível no Cil₂.

Figura 26 – Massa da mistura no interior dos cilindros em função do ângulo da manivela.



Fonte: O Autor, 2017

Figura 27 – Vazões mássicas nas válvulas de admissão e exaustão em função do ângulo da manivela.



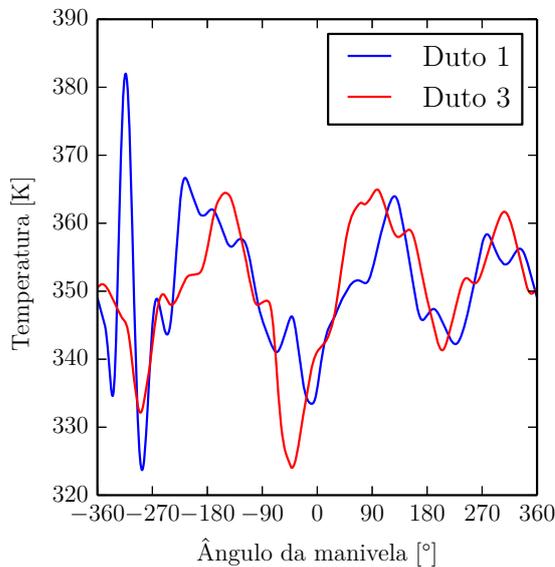
Fonte: O Autor, 2017

Este fenômeno é melhor compreendido quando analisado o comportamento do escoamento nos dutos de admissão – os resultados em todo o comprimento dos dutos de admissão e exaustão em função do ângulo da manivela podem ser encontrados no Apêndice E. Para facilitar a análise, são observadas as temperaturas (Figura 28) e pressões (Figura 29) a 40 mm das válvulas de admissão. Em suma, as temperaturas seguem o mesmo padrão nos dois dutos (basicamente constantes na temperatura referência da admissão, de 300 K), havendo apenas um ponto fora na curva, logo após o início da admissão no Duto 1, que pode ser explicado por uma oscilação no método numérico.

As ondas de pressão e temperatura podem ser visualizadas, conforme esperado. Uma mostra da interação entre os dutos é a variação entre as pressões num mesmo ângulo, quando a pressão num duto se eleva, no outro ela reduz, comprovando que os dois cilindros não estão em "sintonia", mas há um balanceamento de pressões. Os mínimos valores são encontrados no momento da abertura da válvula de admissão, quando o volume de possível ocupação dos gases apresenta um acréscimo repentino.

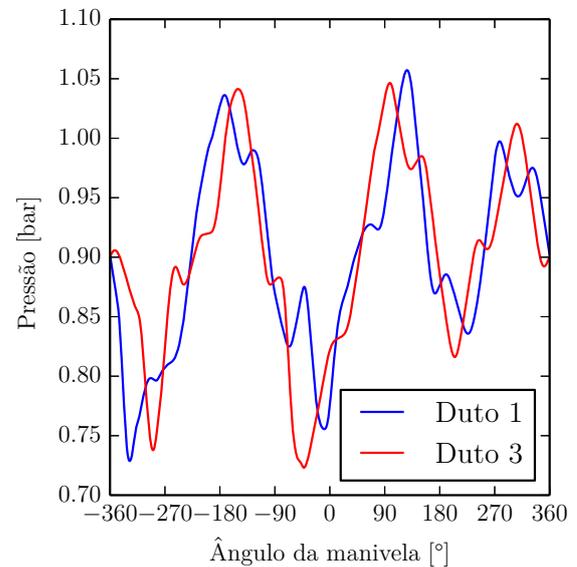
Em geral, uma massa específica menor faz com que a admissão seja menos efetiva e prejudique a η_v ao mesmo tempo. A massa específica nos dois cilindros, na Figura 30, tem comportamento semelhante ao da pressão, porém no mesmo ângulo onde há a discrepância na temperatura ocorre em situação inversa na massa específica. Observando o ρ em todo o processo de admissão, nota-se que ela é ligeiramente superior no Duto 3. Isto, combinado com o perfil das velocidades na Figura 31, explica a sutil diferença entre a massa total no interior dos cilindros e, finalmente, a eficiência volumétrica.

Figura 28 – Temperatura a 40 mm das válvulas de admissão em função do ângulo da manivela.



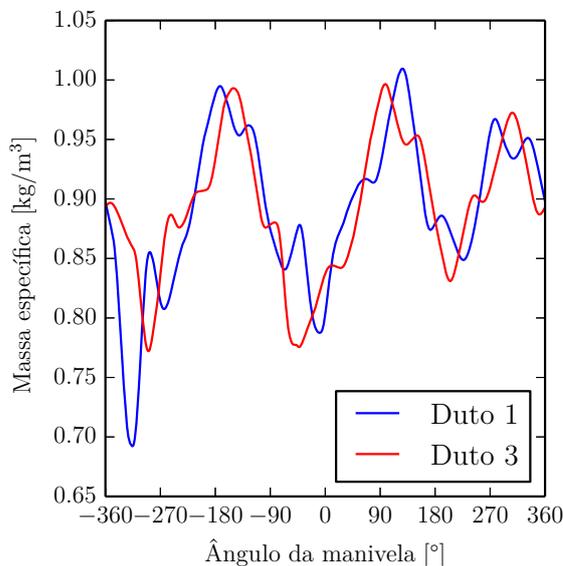
Fonte: O Autor, 2017

Figura 29 – Pressão a 40 mm das válvulas de admissão em função do ângulo da manivela.



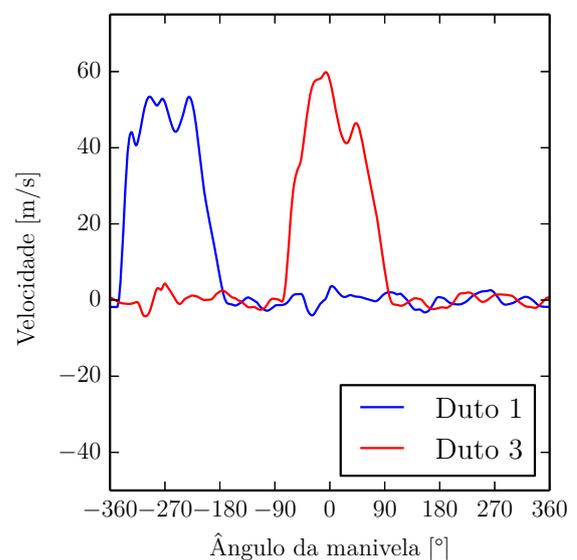
Fonte: O Autor, 2017

Figura 30 – Massa específica a 40 mm das válvulas de admissão em função do ângulo da manivela.



Fonte: O Autor, 2017

Figura 31 – Velocidade a 40 mm das válvulas de admissão em função do ângulo da manivela.

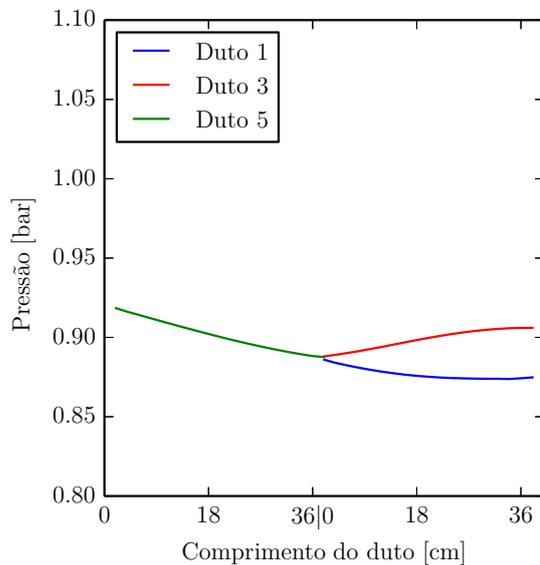


Fonte: O Autor, 2017

Focando no principal ponto de interação entre os dutos, a junção, pode ser encontrada a evolução da pressão nos dutos de admissão no início (-351°) e no fim (-168°) do processo de admissão do Cil₁ nas Figura 32 e Figura 33. Pode-se verificar que a pressão na entrada e na saída da junção sofre pequena alteração e que no início do processo a pressão no Duto 1 é inferior àquela presente no Duto 3 e no final esta condição se inverte, porém

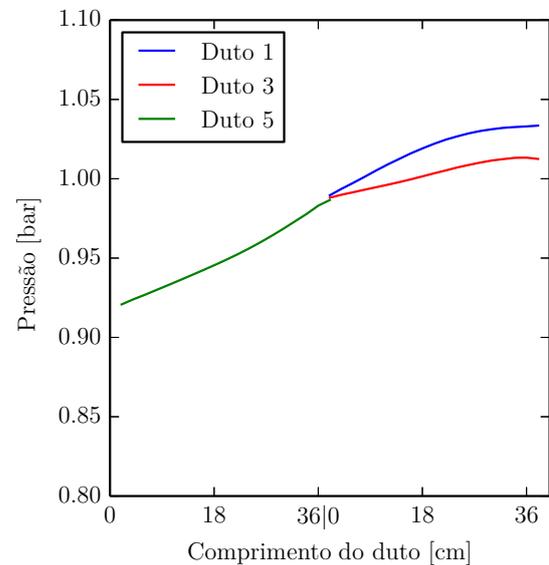
os dois dutos demonstram aumento na pressão.

Figura 32 – Pressão nos dutos de admissão no início do processo de admissão do Cil₁ (-351°).



Fonte: O Autor, 2017

Figura 33 – Pressão nos dutos de admissão no fim do processo de admissão do Cil₁ (-168°).



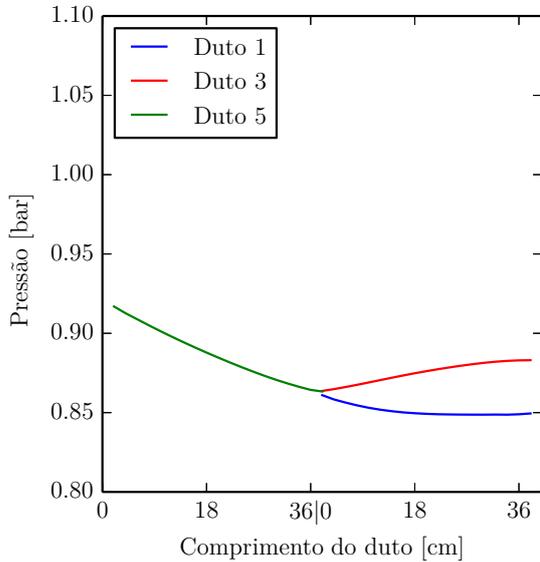
Fonte: O Autor, 2017

Na Figura 34 e na Figura 35 são mostradas as pressões ao longo dos dutos no início (-81°) e no fim (102°) do processo de admissão do Cil₂. No início, a configuração da pressão é a mesma da Figura 32 (maior no Duto 3), portanto o processo já inicia de forma desigual, o que pode ser notado no fim do processo, onde encontra-se uma maior pressão no Duto 3.

Da mesma forma, os perfis das velocidades são apresentados abaixo. Na Figura 36, no início do processo de admissão no Cil₁, pode-se notar que há um escoamento reverso ocorrendo nos dutos, com maior magnitude no Duto 1 e, como todos os dutos possuem o mesmo diâmetro, a velocidade no Duto 5 é ainda maior. Durante o processo de admissão, há um aumento na velocidade no Duto 1 devido ao deslocamento do pistão do Cil₁ ao PMI, visualizado na Figura 37. Isto faz com que a velocidade no Duto 5 seja elevada, e a interação entre os três dutos na junção, provoca um acréscimo na velocidade no Duto 3 mesmo com a válvula de admissão fechada no Cil₂.

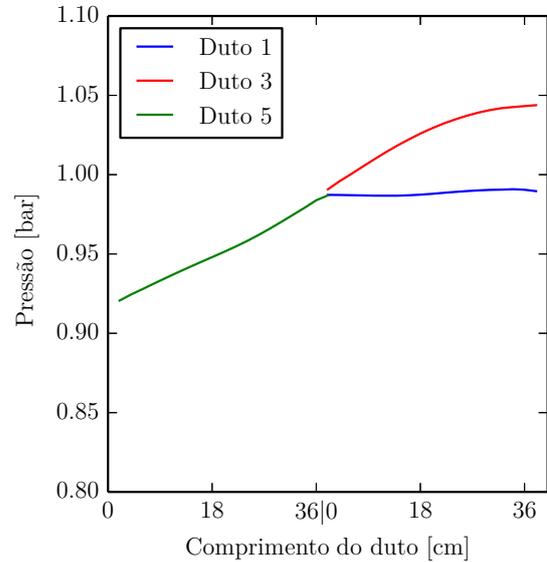
Este mesmo comportamento é observado no início e durante o processo de admissão no Cil₂, na Figura 38 e Figura 39, respectivamente. Onde no início do processo há um escoamento reverso em todos os dutos e, durante o processo, logicamente, o inverso – uma velocidade superior no Duto 3, que eleva a velocidade no Duto 5 e é refletida no Duto 1. Interessante notar que, conforme ocorrido na pressão, a velocidade no Duto 1 é inferior àquela encontrada no Duto 3, quando esperava-se que as situações fossem invertidas. Isto se dá provavelmente pelo não balanceamento entre os processo no cilindros.

Figura 34 – Pressão nos dutos de admissão no início do processo de admissão do Cil₂ (−81°).



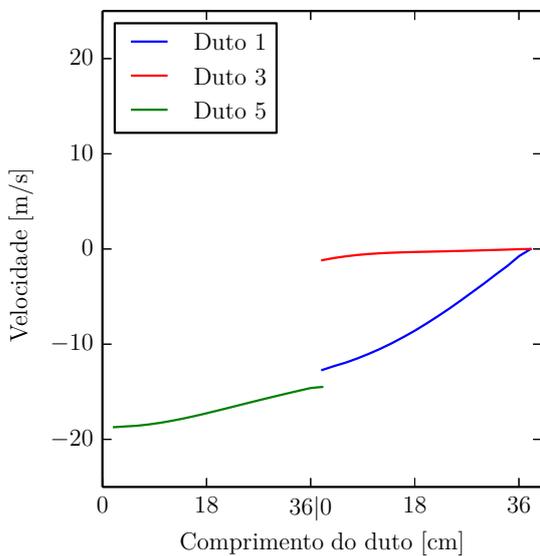
Fonte: O Autor, 2017

Figura 35 – Pressão nos dutos de admissão no fim do processo de admissão do Cil₂ (102°).



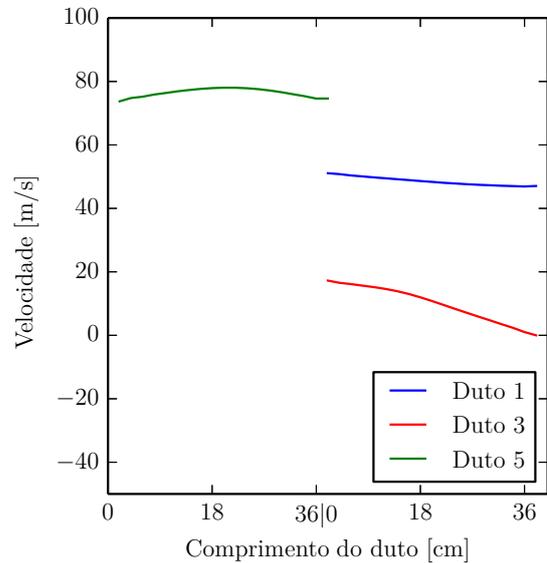
Fonte: O Autor, 2017

Figura 36 – Velocidade nos dutos de admissão no início do processo de admissão do Cil₁ (−351°).



Fonte: O Autor, 2017

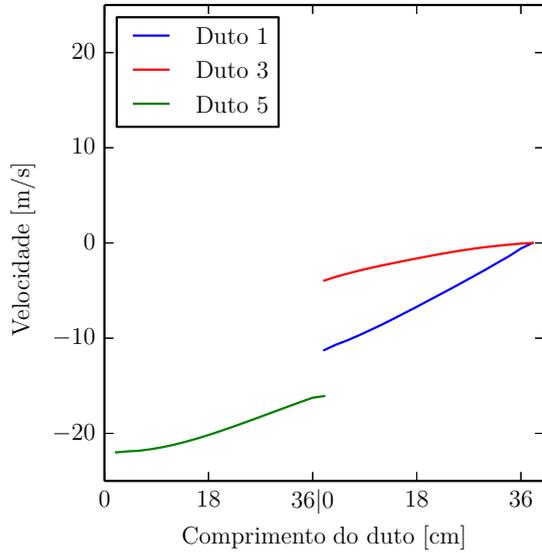
Figura 37 – Velocidade nos dutos de admissão durante o processo de admissão do Cil₁ (−261°).



Fonte: O Autor, 2017

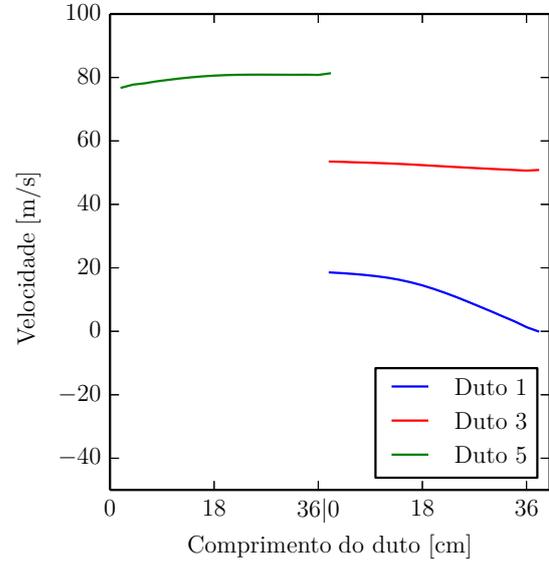
Conforme explicitado por Benson, Horlock e Winterbone (1982), na exaustão é onde os maiores gradientes de entropia ocorrem. Dessa forma, é interessante verificar o comportamento dos escoamentos dos dutos no ponto de maior vazão mássica nas válvulas de exaustão (a 180° para o Cil₁ e a −270° para o Cil₂). Percebe-se pela Figura 40 e pela Figura 41 que os comportamentos nos dutos onde a exaustão está ocorrendo são

Figura 38 – Velocidade nos dutos de admissão no início do processo de admissão do Cil₂ (−81°).



Fonte: O Autor, 2017

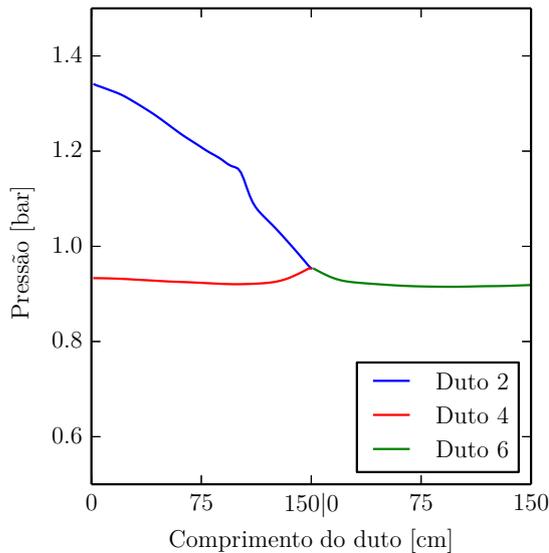
Figura 39 – Velocidade nos dutos de admissão durante o processo de admissão do Cil₂ (9°).



Fonte: O Autor, 2017

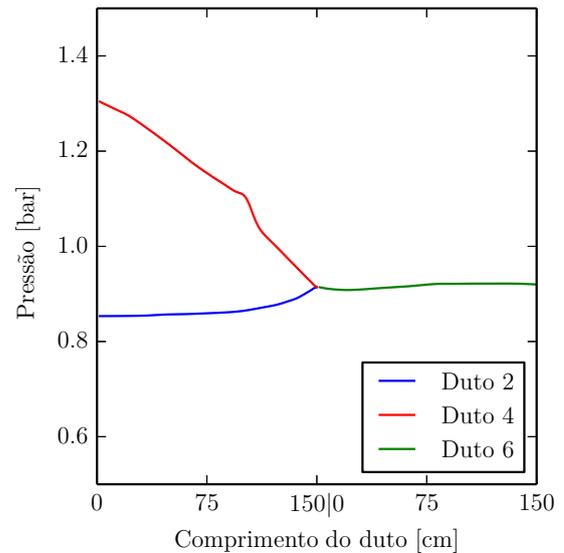
semelhantes nos dois casos, havendo uma pequena diferença na pressão do outro duto: a pressão no Duto 4 a 180° superior a do Duto 2 a −270°.

Figura 40 – Pressão nos dutos de exaustão durante o processo de exaustão do Cil₁ (180°).



Fonte: O Autor, 2017

Figura 41 – Pressão nos dutos de exaustão durante o processo de exaustão do Cil₂ (−270°).

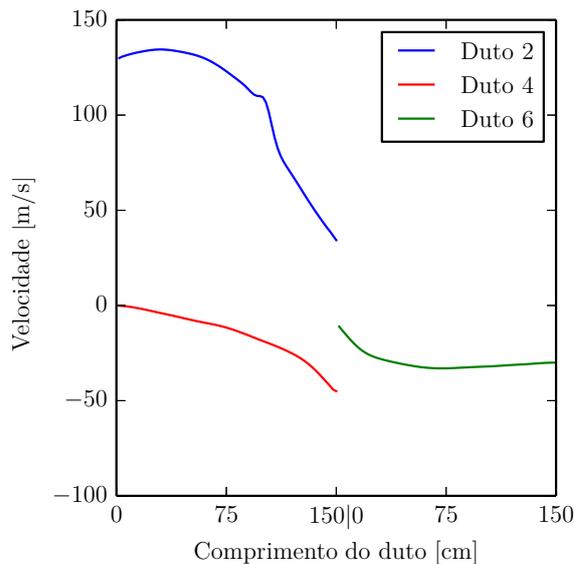


Fonte: O Autor, 2017

A interação que ocorre entre os cilindros se torna ainda mais evidente no perfil das velocidades, encontradas na Figura 42 e na Figura 43. As maiores velocidades estão nos dutos nos quais está ocorrendo a exaustão dos gases e as velocidades chegam próximas

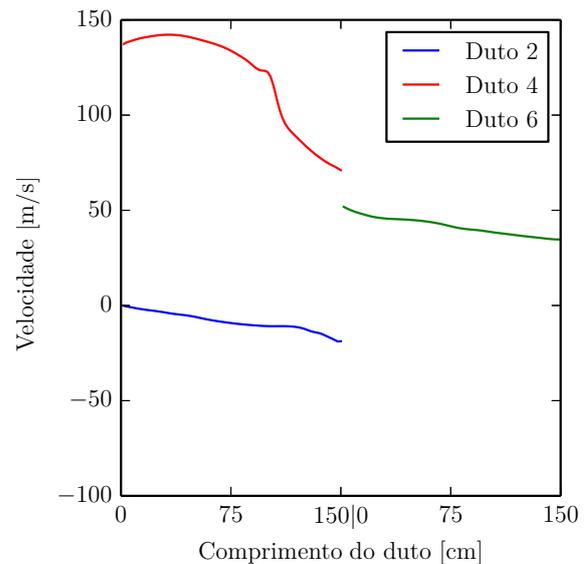
de 150 m/s. Na junção a -270° , a velocidade é amenizada devido ao escoamento reverso encontrado no Duto 4 e na Figura 42, neste momento, há escoamento reverso nos dois dutos alheios à exaustão. Através dos resultados demonstrados no Apêndice E, pode-se observar que logo após este momento, o escoamento da exaustão com velocidades maiores atinge o Duto 6 e eleva sua velocidade em ambos os casos, como esperado.

Figura 42 – Velocidade nos dutos de exaustão durante o processo de exaustão do Cil1 (180°).



Fonte: O Autor, 2017

Figura 43 – Velocidade nos dutos de exaustão durante o processo de exaustão do Cil2 (-270°).



Fonte: O Autor, 2017

4.2 Aplicação dos métodos de otimização multi-objetivo no motor monocilíndrico

Nesta seção, os métodos de otimização multi-objetivo selecionados (NSGA-II e EDMO) serão aplicados no modelo de simulação do motor monocilíndrico desenvolvido por Och (2014), portanto sem as adaptações aqui propostas, com seus principais dados descritos na Tabela 15 no Apêndice D. Esta etapa se faz necessária pois o referido modelo foi validado experimentalmente e também foi sujeito a uma otimização mono-objetivo da eficiência volumétrica, por Och et al. (2016). Dessa forma, caso os métodos multi-objetivo tenham comportamento comparável ao anterior, elas poderão ser aplicadas no motor multicilíndrico livre de riscos.

Os métodos foram aplicados visando maximizar as eficiências volumétrica (η_v) e térmica (η_t), chamadas de funções objetivo, e as variáveis de decisão sendo os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão (ivo , ivc , evo e evc), com limites aceitáveis descritos pela seção 4.2. Em conformidade com o trabalho anterior, os

métodos foram repetidos para quatro velocidades de rotação diferentes: 1000, 2000, 3000 e 4000 rpm.

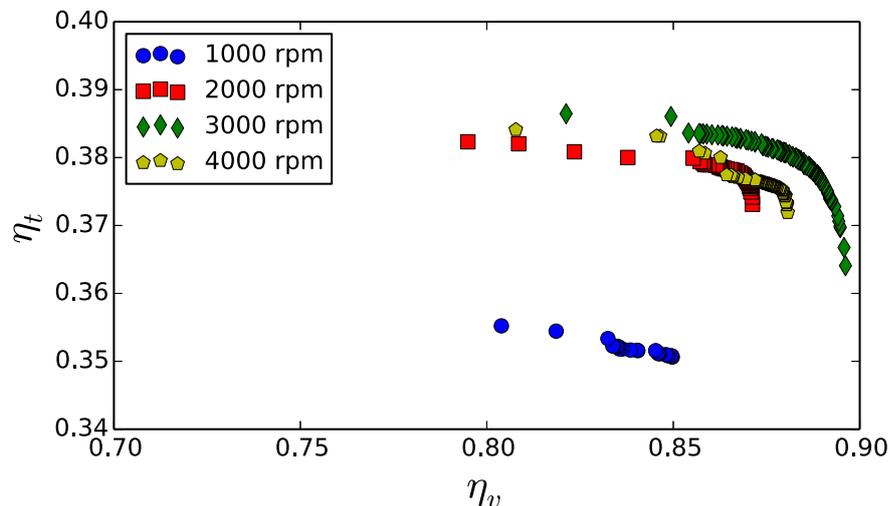
Tabela 4 – Limites aceitáveis para os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão.

Variável	Limite Inferior	Limite Superior
<i>ivo</i>	-15°	90°
<i>ivc</i>	-15°	90°
<i>evo</i>	-15°	90°
<i>evc</i>	-15°	90°

Fonte: O Autor, 2017

Para facilitar a visualização, os métodos são demonstrados em figuras distintas. O NSGA-II, na Figura 44, foi realizado com 100 gerações de 100 indivíduos cada com os parâmetros da Tabela 5, sendo *maxgen* o número de gerações, *pmute* a probabilidade de mutação, *pcross* a probabilidade de cruzamento e *lchrom* a dimensão de cromossomos usados para gerar os indivíduos; e metodologia demonstrada na subseção 3.7.1. E a EDMO, na Figura 45, também com 100 gerações de 100 indivíduos cada, foi realizada com os parâmetros indicados na Tabela 6, sendo *itermax* o número de gerações, *F* o fator de amplificação e *CR* a constante de cruzamento; e metodologia demonstrada na subseção 3.7.2.

Figura 44 – Fronteira de Pareto gerada pelo método NSGA-II.



Fonte: O Autor, 2017

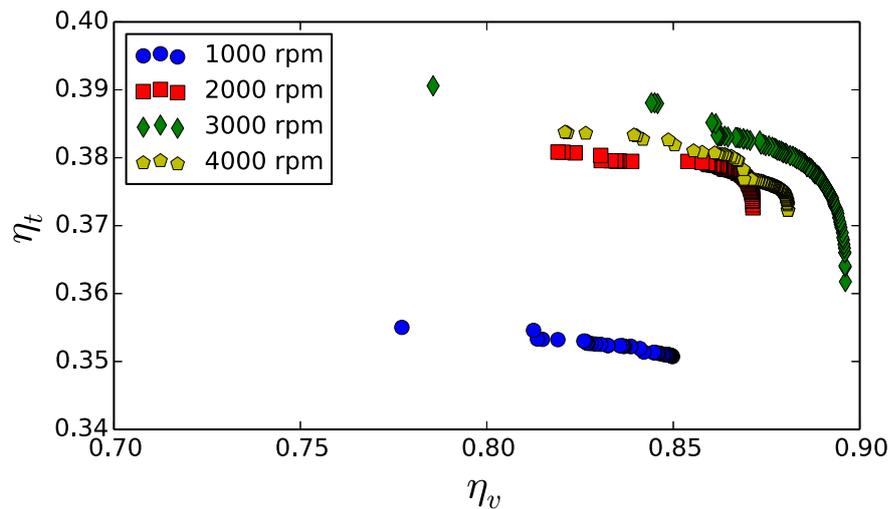
O motor demonstra melhor desempenho em altas rotações (3000 rpm) e pior em baixas (1000 rpm). Também, como vê-se os valores ótimos aumentando entre 1000 e 3000 rpm e reduzindo em 4000 rpm, pode-se afirmar que o ponto ótimo de funcionamento do motor está entre 2000 e 4000 rpm. Esta redução se dá pois há um aumento da força de atrito na parede com a rotação.

Tabela 5 – Principais parâmetros do NSGA-II.

Parâmetro	<i>maxgen</i>	<i>pmute</i>	<i>pcross</i>	<i>lchrom</i>
Valor	100	0,8	0,5	2000

Fonte: O Autor, 2017

Figura 45 – Fronteira de Pareto gerada pelo método EDMO.



Fonte: O Autor, 2017

Tabela 6 – Principais parâmetros da EDMO.

Parâmetro	<i>itermax</i>	<i>F</i>	<i>CR</i>
Valor	100	0,8	0,5

Fonte: O Autor, 2017

Evidencia-se por estes dois resultados uma diferença na magnitude da variação entre os valores ótimos máximos e mínimos nas eficiências: para a η_v está em 10% e para η_t em 1,5% a 4000 rpm, por exemplo.

Sobre a otimização em si, pode-se verificar que o formato da fronteira não dominada tanto para o NSGA-II quanto para a EDMO é o mesmo daquela curva descrita como ideal por Caramia e Dell’Olmo (2008) em problemas multi-objetivo. E, buscando comprovar o desempenho dos métodos de otimização escolhidos (NSGA-II e EDMO), tabulou-se os valores máximos das eficiências volumétricas e suas respectivas eficiências térmicas obtidos pelos métodos NSGA-II, EDMO e pela ED de Och (2014), na Tabela 4.2. Importante ressaltar que os primeiros dois métodos são de otimização multi-objetivo e o último é uma otimização mono-objetivo, cujos parâmetros foram: fator de mutação $F = 0,8$ e probabilidade de cruzamento $CR = 0,5$ para 20 experimentos com 100 gerações cada.

Observando a Tabela 4.2, nota-se que os valores obtidos com os métodos multi-objetivo são muito próximos entre si em todas rotações e, inclusive, muito próximos aos

Tabela 7 – Valores máximos da eficiência volumétrica e a respectiva eficiência térmica, no formato: η_v (η_t).

Rotação (rpm)	NSGA-II	EDMO	ED (OCH et al., 2016)
1000	0,8496 (0,3508)	0,8493 (0,3505)	0,8495 (0,346)
2000	0,8712 (0,3731)	0,8712 (0,3730)	0,8713 (0,373)
3000	0,8958 (0,3668)	0,8916 (0,3634)	0,8962 (0,363)
4000	0,8805 (0,3717)	0,8808 (0,3722)	0,8808 (0,363)

Fonte: O Autor, 2017

resultados da ED mono-objetivo. Dessa forma, como os resultados do modelo numérico do motor foram comprovados experimentalmente por Och et al. (2016), pode-se inferir que os métodos NSGA-II e EDMO também estão desempenhando de maneira adequada. Com isto posto, é imperativo comparar os resultados do NSGA-II e MODE e, para isto, os indicadores de performance descritos na subseção 3.7.3 estão demonstrados na Tabela 8 para o melhor e pior configuração de operação do motor: 1000 rpm e 3000 rpm.

Tabela 8 – Indicadores comparativos dos métodos de otimização multi-objetivo proposto.

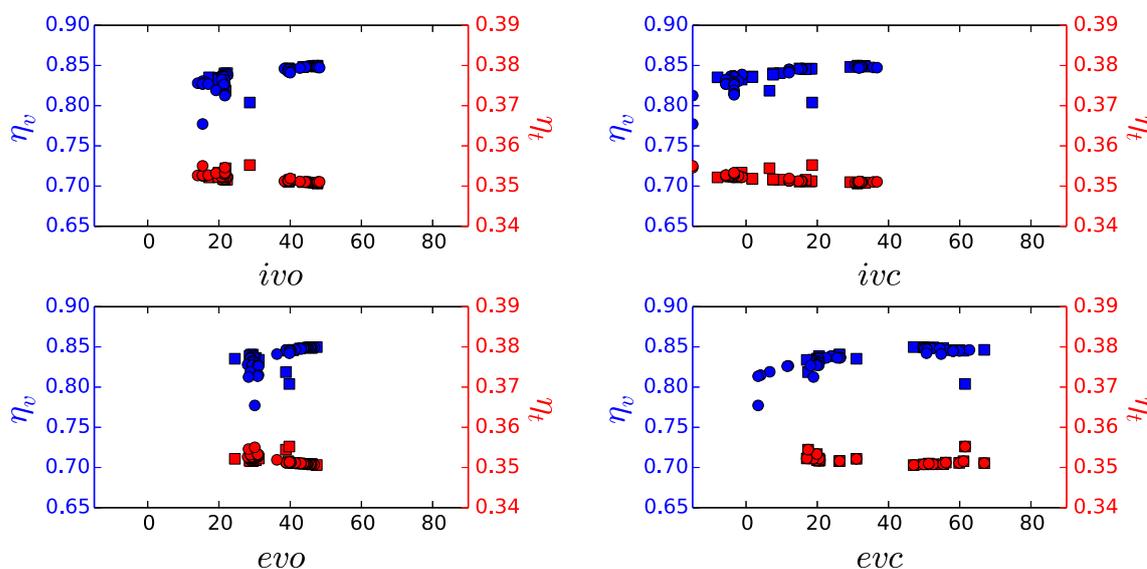
Indicadores	1000 rpm		3000 rpm	
	NSGA-II	EDMO	NSGA-II	EDMO
Soluções não dominadas	21	55	93	91
Hipervolume (HV)	0,025	0,025	0,060	0,064
Espaçamento (SP)	0,4636	0,7189	0,4638	0,7648

Fonte: O Autor, 2017

O número de soluções não dominadas varia bastante entre as duas configurações, o que demonstra uma maior dificuldade para os métodos encontrarem soluções ótimas em menores rotações. Para 3000 rpm os dois métodos praticamente se igualaram neste quesito, porém em 1000 rpm a EDMO encontrou mais do que o dobro de soluções não dominadas. O Hipervolume para a rotação inferior resulta em valores idênticos e para 3000 rpm o EDMO tem um valor superior. Os valores do HV são muito superiores na alta rotação, em conformidade com o visualizado na Figura 44 ou na Figura 45, onde percebe-se que a Fronteira de Pareto está numa posição mais privilegiada. Por fim, a métrica Espaçamento não altera com a rotação para nenhum método, porém entre os métodos em si há uma diferença de 0,3 a favor da EDMO – um maior espaçamento mínimo entre as soluções. No cômputo geral, pode-se concluir que a EDMO teve uma melhor performance que o NSGA-II.

A seguir, a apresentação de como as variáveis de decisão interferem nas eficiências serão demonstradas, em todas as figuras quadrados representam o NSGA-II e círculos o EDMO. A baixa rotação, na Figura 46 a 1000 rpm, observa-se uma grande amplitude nas variáveis de decisão que causam uma pequena variação nas eficiências, demonstrando que não há uma configuração ótima para esta rotação, fato que explica o baixo número encontrado de soluções não dominadas em ambos os métodos.

Figura 46 – Variáveis de decisão ótimas para 1000 rpm.



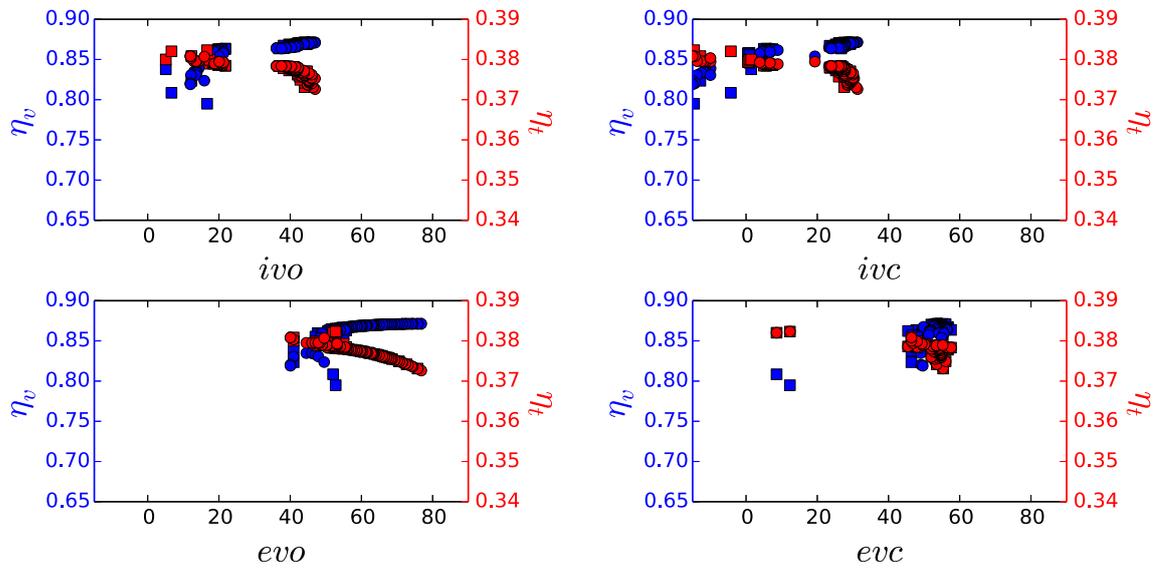
Fonte: O Autor, 2017

Para 2000 rpm, na Figura 47, observa-se um aumento na eficiência volumétrica e ao mesmo tempo uma redução na eficiência térmica a medida que o *evo* progride e o mesmo efeito é visualizado em relação ao *ivc*. Isto se explica pois uma abertura da válvula de exaustão antecipada em excesso faz com que a energia retirada da combustão da mistura seja reduzida, diminuindo a η_t conseqüentemente; e o aumento na η_v se dá pois esta abertura antecipada faz com que a pressão no cilindro seja reduzida a um valor próximo ao dos dutos de exaustão, facilitando a admissão quando da abertura da válvula de admissão. Também há uma tendência em valores de *evc* entre 40 e 60°.

Para rotações mais altas, há um comportamento inverso em relação à abertura da válvula de exaustão, quanto mais antecipada ela for, maior é a η_t e menor é a η_v , mais evidente na Figura 48 para 3000 rpm mas também presente a 4000 rpm, conforme Figura 49. Contrariamente ao que ocorre em baixas rotações, neste caso o *evo* não pode ser observado individualmente – menores *evo* estão relacionados a *ivc* superiores, promovendo uma admissão maior de massa, elevando a pressão no interior do cilindro e a eficiência volumétrica, conseqüentemente. E, para altas rotações, este acréscimo de massa é proporcionalmente superior ao acréscimo do trabalho gerado no ciclo, reduzindo a eficiência térmica. Por outro lado, há uma tendência contrária em todas outras variáveis de decisão a 3000 rpm. Sendo que os valores altos de *ivc* se explicam pelo aproveitamento da inércia do fluido e do efeito *RAM*. E a tendência de altas eficiências com valores de *evc* elevados é devido ao pulso de pressão no processo de exaustão.

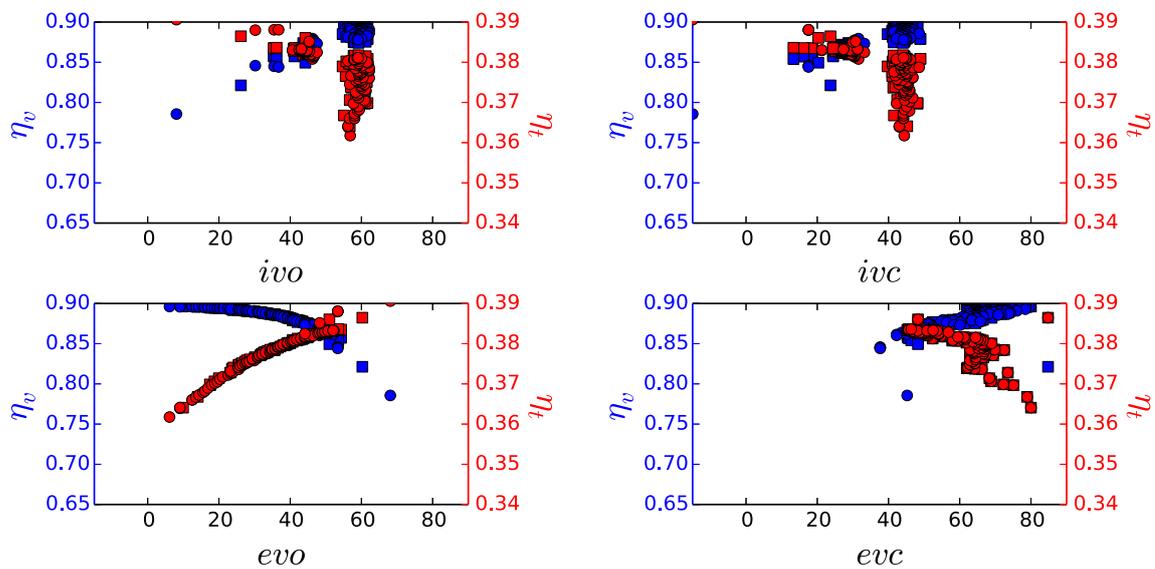
A 4000 rpm, na Figura 49, os dois ângulos de atraso de fechamento de válvula (*ivc* e *evc*) não demonstram impactarem de forma relevante as eficiências, visto que a amplitude

Figura 47 – Variáveis de decisão ótimas para 2000 rpm.



Fonte: O Autor, 2017

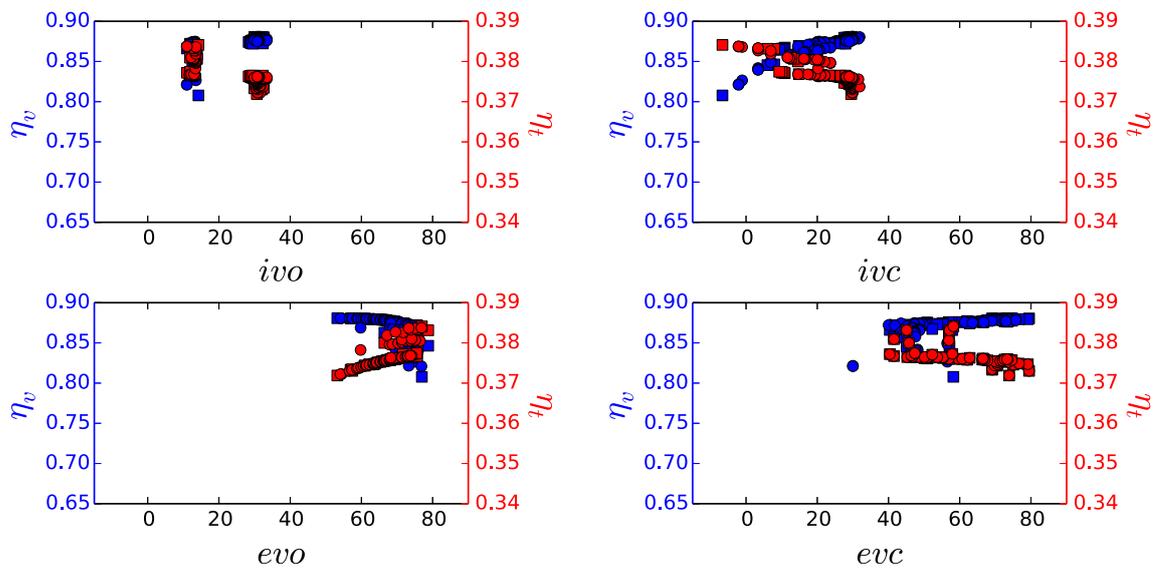
Figura 48 – Variáveis de decisão ótimas para 3000 rpm.



Fonte: O Autor, 2017

delas é elevada e as eficiências encontradas variam pouco. Para o *ivo*, os ângulos estão acumulados em valores próximos de 10 e de 30°, nos quais há um aumento na eficiência volumétrica e uma diminuição na térmica.

Figura 49 – Variáveis de decisão ótimas para 4000 rpm.



Fonte: O Autor, 2017

4.3 Otimização multi-objetivo do motor multicilíndrico

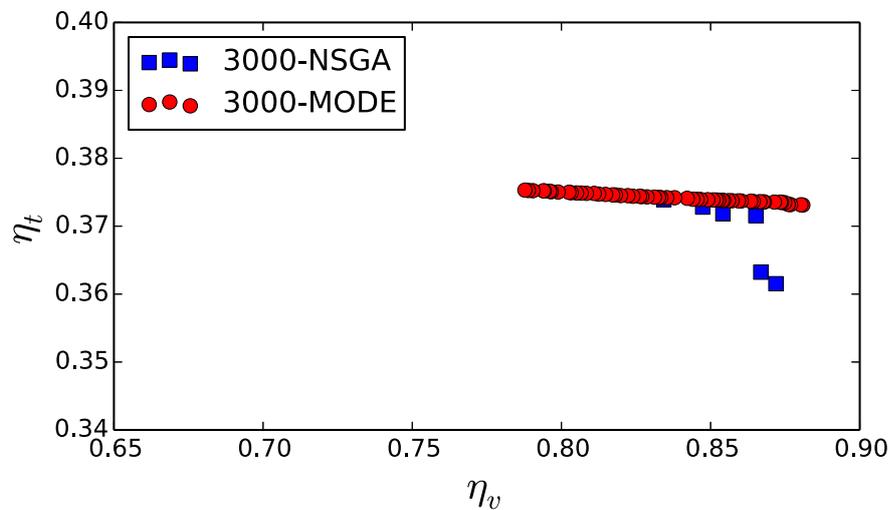
Como os algoritmos dos métodos de otimização multi-objetivo (NSGA-II e EDMO) tiveram seus resultados comprovados quando aplicados no motor monocilíndrico (na seção 4.2), podem ser aplicados também no modelo do motor multicilíndrico analisado na seção 4.1.

Os dois métodos foram aplicados apenas para 3000 rpm, onde houve o melhor desempenho do motor monocilíndrico, devido à grande carga computacional requerida neste modelo de simulação com uma adicionada complexidade devido ao número de cilindros, dutos e juntas, potencializado pelo número de indivíduos e gerações de cada método. O tempo computacional para os métodos no caso monocilíndrico (100 indivíduos e 100 gerações) foi de 16 horas para pouco menos de 92 horas no caso multicilíndrico (60 indivíduos e 100 gerações).

Os parâmetros do método NSGA-II são aqueles descritos na Tabela 5 e os da EDMO na Tabela 6. Afim de se tornar possível a comparação entre os métodos, os parâmetros que eram possíveis de ser equiparados, assim o foram (como as probabilidades de mutação e cruzamento) e, principalmente, foi garantido que a população inicial de ambos os métodos fosse a mesma. O resultado destas otimizações podem ser encontrados na Figura 50 e os valores máximos de cada objetivo na Tabela 9.

À primeira vista, pela Figura 50, já é possível notar uma grande diferença nos resultados obtidos entre os métodos e com aqueles encontrados no monocilíndrico. A Fronteira de Pareto do NSGA-II é formada por poucos pontos bem espaçados, porém com

Figura 50 – Fronteiras de Pareto geradas pelo métodos NSGA-II e EDMO para o motor multicilíndrico a 3000 rpm.



Fonte: O Autor, 2017

Tabela 9 – Valores máximos da eficiência volumétrica e a respectiva eficiência térmica e vice-versa para os dois métodos.

	NSGA-II	EDMO
$\eta_v(\eta_t)$	0,8794 (0,3595)	0,8828 (0,3731)
$\eta_t(\eta_v)$	0,3739 (0,8343)	0,3753 (0,7878)

Fonte: O Autor, 2017

um formato que se assemelha ao ideal. A EDMO gera uma quantidade mais elevada de pontos, porém com um formato que se assemelha a uma reta. Os indicadores comparativos de desempenho de cada método podem ser encontrados na Tabela 10. Nela, vê-se que o primeiro teve uma fronteira com apenas 7 pontos, enquanto o segundo obteve 57, um desempenho que se assemelha ao caso de 1000 rpm no monocilíndrico.

Tabela 10 – Indicadores comparativos dos métodos NSGA-II e EDMO.

Indicadores	NSGA-II	EDMO
Soluções não dominadas	7	57
Hipervolume (HV)	0,0459	0,0483
Espaçamento (SP)	0,4979	0,0755
Δt	91,76 h	91,58 h

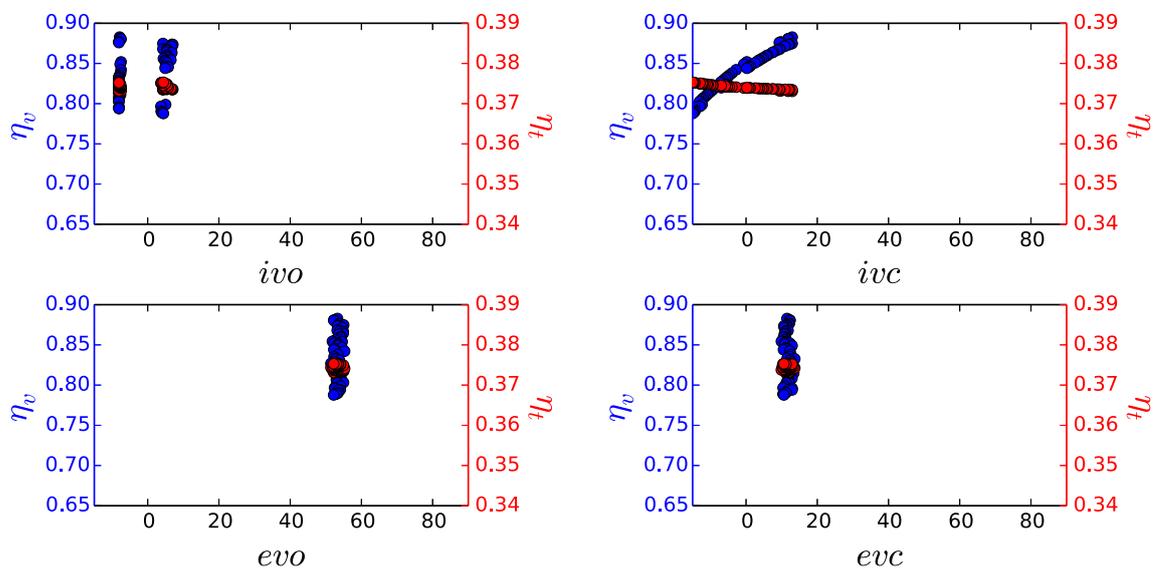
Fonte: O Autor, 2017

O HV (que quanto mais elevado for, mais próximo estão as soluções das ideais) da EDMO também foi superior ao do NSGA-II, porém ambos foram inferiores à otimização anterior a 3000 rpm, mostrando uma possível alteração na configuração de desempenho máximo do motor de acordo com a rotação. O SP do NSGA-II foi melhor do que o da EDMO por haver uma quantidade muito menor de soluções não dominadas, portanto é

uma métrica cuja comparação se torna inviável. E o tempo de execução para ambos os métodos foi praticamente o mesmo, demonstrando que o gargalo está no tempo necessário a simular o motor, não nos métodos em si. Importante ressaltar que mesmo com uma diferença de 40 elementos por geração, estes métodos tardaram 5 vezes a mais do que o monocilíndrico. Em suma, pode-se afirmar que mais uma vez a EDMO teve desempenho superior ao do NSGA-II.

Portanto, utilizando os resultados da EDMO e NSGA-II, é interessante verificar como as variáveis de decisão interferem com as eficiências volumétrica e térmica (os objetivos) e isto pode ser encontrado na Figura 51 e Figura 52, respectivamente.

Figura 51 – Variáveis de decisão ótimas pela EDMO 3000 rpm.

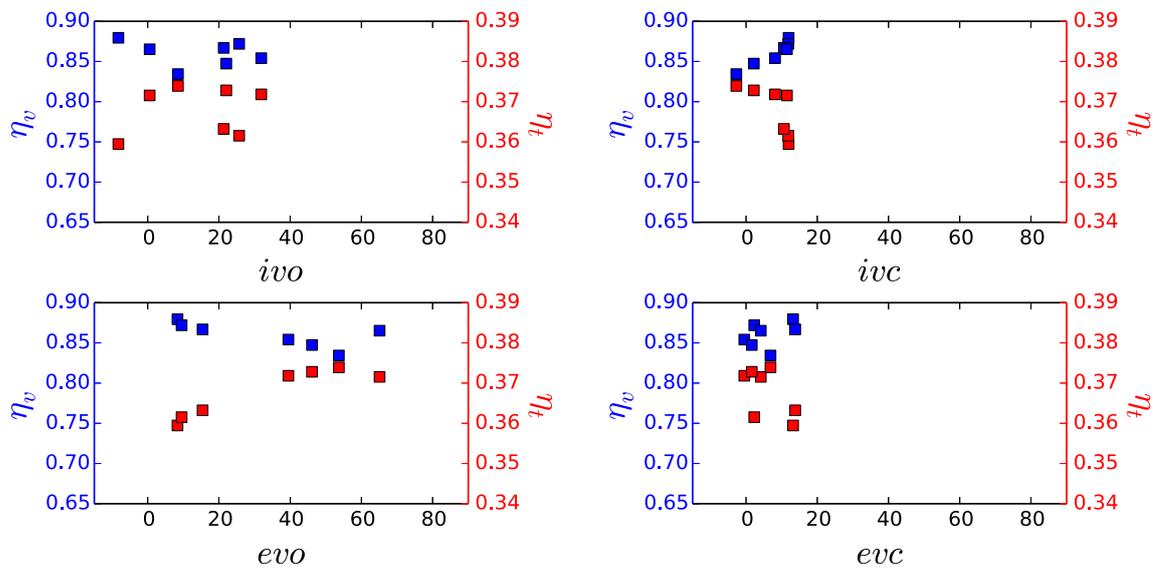


Fonte: O Autor, 2017

Verifica-se que, principalmente na EDMO, o *evo* e o *evc* convergiram para 55° e 15° , respectivamente, e o *ivo* em -10° e 5° , levando a uma condição muito interessante no *ivc*, onde observa-se um conflito entre os objetivos, o aumento de um ocasionando no decréscimo no outro. Ou seja, nestas configurações, caso a válvula de admissão seja fechada em antecipação, a η_t será maior e quando fechada em retardo, uma melhor η_v será obtida. Justamente porque, com o atraso no fechamento da válvula de admissão, a inércia dos gases e o efeito *RAM* aprimoram a admissão de gases novos ao cilindro. Um motor similar a este foi o apresentado e analisado na seção 4.1, então todas conclusões feitas valem aqui.

Devido à convergência da EDMO em alguns pontos específicos, o NSGA-II conseguiu encontrar alguns casos diferentes, por mais que todos eles fossem dominados por soluções da EDMO. Estes casos mostram que há um outro conflito presente no *evo*. Para esta variável, até certo ponto, uma abertura antecipada da válvula de exaustão promove um aumento na eficiência térmica e um decréscimo na volumétrica, efeito contrário aos encontrados em

Figura 52 – Variáveis de decisão ótimas pelo NSGA-II 3000 rpm.



Fonte: O Autor, 2017

baixas rotações no motor monocilíndrico, nos quais aberturas antecipadas prejudicavam o aproveitamento da energia liberada na combustão. Para estes casos, o evo não pode ser observado individualmente, já que os casos de menor adiantamento desta variável estão relacionados a um fechamento retardado da válvula de admissão. Isto faz com que haja um maior volume de massa admitida, aumentando a pressão no interior do cilindro e a eficiência volumétrica, consequentemente. Porém, proporcionalmente, este acréscimo de massa é superior ao acréscimo do trabalho gerado no ciclo, fazendo com que a eficiência térmica seja reduzida.

5 Conclusão

Neste trabalho foi apresentada uma metodologia numérica para a otimização das eficiências volumétrica e térmica de um motor de combustão interna multicilíndrico a partir da variação dos ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão.

Primeiramente, o modelamento do motor multicilíndrico partiu de uma adaptação de um modelo numérico de um motor monocilíndrico existente, comprovado experimentalmente por (OCH, 2014). A implementação de um motor com mais cilindros também implica no modelamento de uma maior quantidade de dutos e, principalmente, das junções destes e das interações entre eles. Os resultados demonstraram que o motor consegue atingir altos pontos de eficiência volumétrica e térmica, sendo a primeira equiparável às obtidas anteriormente. Percebeu-se que devido ao início dos estágios em cada cilindro se encontrarem em um momento diferente, há discrepâncias entre o comportamento de cada cilindro, inclusive alterando a eficiência individual de cada um deles. Este fenômeno pode ser mais facilmente vislumbrado no início do processo da admissão, onde há variação na pressão, temperatura e massa específica no início e durante o processo nos dutos. As interações entre os escoamentos são bastante evidentes nos dutos de exaustão. Durante o processo de exaustão de um cilindro, por exemplo, pode-se encontrar escoamentos reversos no duto do outro cilindro provocados pela interação. Percebe-se, também, que o modelo nas junções resultou em pressões similares entre os dutos e as velocidades demonstram uma maior diferença.

Então, duas metodologias de otimização multi-objetivo (Evolução Diferencial Multi-Objetivo – EMDO – e NSGA-II) foram aplicadas no modelo numérico do motor monocilíndrico visando verificar seus desempenhos. Ambos os métodos geraram resultados como esperado, atingindo pontos de máximo semelhantes em todas as rotações aos encontrados na otimização mono-objetivo realizada anteriormente. Neste caso, a EDMO teve desempenho superior em quase todas as rotações em todos os indicadores analisados: número de soluções não dominadas, Hipervolume (HV) e Espaçamento (SP).

Quanto às variáveis de decisão, a baixas rotações há uma grande amplitude nas variáveis de decisão que resultam em pouca variação nas eficiências, demonstrando que não há uma configuração ótima para esta rotação. Para 2000 rpm observa-se um aumento na η_v e uma redução na η_t com maiores valores de *evo* e *ivc*. Isto se explica pois uma abertura da válvula de exaustão antecipada em excesso faz com que a energia retirada da combustão da mistura seja reduzida, diminuindo a η_t . Para rotações mais altas, há um comportamento inverso em relação à *evo*, quanto mais antecipada ela for, maior é a η_t e menor é a η_v . Isto ocorre pois baixos valores de *evo* estão relacionados a valores

de *ivc* elevados, que levam maior quantidade de massa ao cilindro e, conseqüentemente, maior η_v ; porém este acréscimo de massa proporcionalmente é superior ao acréscimo de trabalho gerado no ciclo, reduzindo a η_t . Por outro lado, há uma tendência contrária em todas outras variáveis de decisão a 3000 rpm e os valores altos de *ivc* se explicam pelo aproveitamento da inércia do fluido. A tendência de altas eficiências com valores de *evc* elevados é devido ao pulso de pressão no processo de exaustão. E para 4000 rpm o *ivc* e o *evc* não demonstram impactarem de forma relevante as eficiências, visto que a amplitude delas é elevada e as eficiências encontradas variam pouco. Para o *ivo*, os ângulos estão acumulados em valores próximos de 10 e de 30°, nos quais há um aumento na eficiência volumétrica e uma diminuição na térmica.

Enfim, após a aplicação dos métodos de otimização multi-objetivo de maneira bem sucedida no modelo numérico anterior, estes foram aplicados no modelo multicilíndrico proposto. Foram realizados com 60% do número de indivíduos por geração do modelo anterior e, dada a complexidade elevada desta simulação, foi necessário mais que 5 vezes o uso computacional do primeiro. Por este fato, a otimização foi realizada apenas no ponto de maior eficiência do monocilíndrico, 3000 rpm.

A EDMO, mais uma vez, se mostrou superior ao NSGA-II, com um número muito maior de soluções não dominadas e um maior HV. O SP do NSGA-II foi superior ao da EDMO por haver uma quantidade muito menor de soluções não dominadas, portanto é uma métrica cuja comparação se torna inviável. O tempo de execução para ambos os métodos foi praticamente o mesmo, demonstrando que o gargalo está no tempo necessário a simular o motor, não nos métodos de otimização em si.

Finalmente, na EDMO o *evo* e o *evc* convergiram para 55° e 15°, respectivamente, e o *ivo* em -10° e 5°, levando a uma condição de conflito entre os objetivos para o *ivc*. Nestes casos, para menores *ivc*, a η_t é maior e a η_v é menor, devido à inércia dos gases em *ivc* superiores que aprimora a admissão de gases novos ao cilindro.

O NSGA-II em seus poucos pontos encontrou alguns casos distintos, por mais que todos eles fossem dominados por soluções da EDMO. Estes casos mostraram um conflito presente no *evo*, porém este não pode ser observado individualmente. Menores valores de *evo* estão relacionados a *ivc* superiores, que facilitam a admissão de massa e elevam a η_v . Porém, o acréscimo de massa é proporcionalmente superior ao acréscimo do trabalho gerado no ciclo, reduzindo a η_t .

Sugestões para trabalhos futuros:

- a) Validar experimentalmente o modelo numérico multicilíndrico proposto;
- b) Realizar a mesma otimização para outras rotações e verificar o comportamento destas em comparação ao motor monocilíndrico; e
- c) Utilizar outras variáveis de decisão, como dividir os ângulos de abertura e fecha-

mento de válvulas de admissão para cada cilindro ou alterar os comprimentos dos dutos.

Referências

- ATASHKARI, K. et al. Modelling and multi-objective optimization of a variable valve-timing spark-ignition engine using polynomial neural networks and evolutionary algorithms. *Energy Conversion and Management*, v. 48, n. 3, p. 1029–1041, 2007. ISSN 01968904. Citado na página 42.
- BABU, B. V.; ANBARASU, B. Multi-Objective Differential Evolution (MODE): An Evolutionary Algorithm for Multi-Objective Optimization Problems (MOOPs). *Evolution*, v. 031, 2006. Citado 3 vezes nas páginas 43, 47 e 49.
- BAI-GANG, S.; HUA-YU, T.; FU-SHUI, L. The distinctive characteristics of combustion duration in hydrogen internal combustion engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier Ltd, v. 39, n. 26, p. 14472–14478, 2014. ISSN 03603199. Citado na página 1.
- BARNEY, B. What is parallel computing. *Introduction to Parallel Computing*, p. 1–13, 2012. Disponível em: <https://mavdisk.mnsu.edu/alleng/courses/EE613/Reading/DrDobbs{_}1.> Citado na página 49.
- BASSETT, M. D.; PEARSON, R. J.; FLEMING, N. P. A Multi- Pipe Junction Model for One-Dimensional Gas-Dynamic Simulations. *SAE Technical Paper 2003-01-0370*, 2003. ISSN 0148-7191. Citado 3 vezes nas páginas 21, 35 e 38.
- BENSON, R. S.; HORLOCK, J.; WINTERBONE, D. E. *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines*. [S.l.]: Clarendon Press, 1982. ISBN 9780198562108. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 57.
- BENSON, R. S.; WHITEHOUSE, N. Combustion in Spark Ignition Engines. In: *Internal Combustion Engines*. [S.l.]: Elsevier, 1979. p. 97–138. ISBN 9788170086376. Citado 2 vezes nas páginas 30 e 33.
- BINGHAM, F. J.; BLAIR, G. P. An Improved Branched Pipe Model for Multi-Cylinder Automotive Calculations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, v. 199, n. D1, p. 65–77, 1985. ISSN 02651904. Citado na página 20.
- CAIRNS, A. et al. A study of mechanical variable valve operation with gasoline-alcohol fuels in a spark ignition engine. *Fuel*, v. 106, p. 802–813, 2013. ISSN 00162361. Citado na página 19.
- CARAMIA, M.; DELL'OLMO, P. *Multi-objective management in freight logistics: Increasing capacity, service level and safety with optimization algorithms*. London: Springer London, 2008. 1–187 p. ISSN 15273342. ISBN 9781848003811. Citado na página 61.
- COELLO, C. A. C.; LAMONT, G. B.; VELDHUIZEN, D. A. *Evolutionary Algorithms for Solving Multi-Objective Problems*. Second. [S.l.]: Springer, 2007. Citado na página 42.
- DALLANORA, M.; LANZANOVA, T. D. M.; ZHAO, H. Effects of valve timing, valve lift and exhaust backpressure on performance and gas exchanging of a two-stroke GDI engine with overhead valves. *Energy Conversion and Management*, Elsevier Ltd, v. 123, p. 71–83, 2016. ISSN 01968904. Citado na página 9.

- DAS, S.; SUGANTHAN, P. N. Differential Evolution : A Survey of the State - of - the - Art. *Ieee Transactions on Evolutionary Computation*, v. 15, n. 1, p. 4–31, 2011. ISSN 1089778X. Citado na página 45.
- DEB, K. Multi-objective optimization using evolutionary algorithms: an introduction. *Multi-objective evolutionary optimisation for product design and manufacturing*, p. 1–24, 2011. Citado na página 42.
- DEB, K. et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, v. 6, n. 2, p. 182–197, 2002. ISSN 1089778X. Citado 5 vezes nas páginas 43, 44, 45, 78 e 79.
- D'ERRICO, G.; CERRI, T.; PERTUSI, G. Multi-objective optimization of internal combustion engine by means of 1D fluid-dynamic models. *Applied Energy*, Elsevier Ltd, v. 88, n. 3, p. 767–777, 2011. ISSN 03062619. Citado na página 44.
- GUPTA, H. N. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. [S.l.: s.n.], 2012. 23 p. ISBN 9788120346802. Citado na página 18.
- GUPTA, S. K. *Non-Dominated Sorting Genetic Algorithm - II - aJG*. 2007. Disponível em: <http://www.che.iitb.ac.in/online/files/NSGA-II{_}aJG> Citado na página 49.
- HARA, S. et al. Variable valve actuation systems for environmentally friendly engines. *Hitachi Review*, v. 58, n. 7, p. 319–324, 2009. ISSN 0018277X. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 8.
- HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1st. ed. [S.l.: s.n.], 1988. v. 21. ISBN 0-07-028637-X. Citado 16 vezes nas páginas 10, 1, 4, 5, 6, 7, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19 e 40.
- ICCT. *European Vehicle Market Statistics 2016/17*. Berlin, 2016. Citado na página 3.
- IHS Automotive. *Global Engine Production 2013 Report*. [S.l.], 2013. Citado na página 2.
- JIANG, S. et al. Consistencies and contradictions of performance metrics in multiobjective optimization. *IEEE Transactions on Cybernetics*, v. 44, n. 12, p. 2391–2404, 2014. ISSN 21682267. Citado 3 vezes nas páginas 47, 48 e 49.
- KADALBAJOO, M. K.; KUMAR, R. A high resolution total variation diminishing scheme for hyperbolic conservation law and related problems. *Applied Mathematics and Computation*, v. 175, n. 2, p. 1556–1573, 2006. ISSN 00963003. Citado na página 28.
- KESGIN, U. Study on the design of inlet and exhaust system of a stationary internal combustion engine. *Energy Conversion and Management*, v. 46, n. 13-14, p. 2258–2287, 2005. ISSN 01968904. Citado na página 20.
- KIM, J.; BAE, C.; KIM, G. Simulation on the effect of the combustion parameters on the piston dynamics and engine performance using the Wiebe function in a free piston engine. *Applied Energy*, Elsevier Ltd, v. 107, p. 446–455, 2013. Citado na página 24.
- KUKKONEN, S. *Generalized Differential Evolution for Global Multi-Objective Optimization With Constraints*. Tese (Doutorado) — Lappeenranta University of Technology, 2012. Citado na página 43.

- LAPUERTA, M.; BALLESTEROS, R.; AGUDELO, J. R. Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion. *Applied Thermal Engineering*, v. 26, n. 14-15, p. 1492–1499, 2006. ISSN 13594311. Citado na página 23.
- LEROY, T. et al. In-cylinder Burned Gas Rate Estimation and Control on VVA Diesel Engines. v. 4970, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 9.
- LEROY, T.; CHAUVIN, J. Control-oriented aspirated masses model for variable-valve-actuation engines. *Control Engineering Practice*, Elsevier, v. 21, n. 12, p. 1744–1755, 2013. ISSN 09670661. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 9.
- LOUNICI, M. S. et al. Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Ltd, v. 31, n. 2-3, p. 319–328, 2011. ISSN 13594311. Citado na página 22.
- MATSUOKA, S.; TASAKA, H.; TSURATA, J. The Evaporation of Fuel and Its Effects on Volumetric Efficiency. *JARI technical memorandum*, no.2, p. 17–22, 1971. Citado na página 13.
- MITIANIEC, W. Determination of thermodynamic gas parameters in branched pipes in internal combustion engines. v. 012026, 2014. ISSN 17426596. Citado na página 21.
- NORTON, R. *Cinemática e dinâmica dos mecanismos*. [S.l.]: McGraw Hill Brasil, 2010. Citado na página 51.
- OCH, S. H. *Otimização do processo de admissão em motores de combustão interna monocilíndricos*. Tese (Doutorado) — PUC-PR, 2014. Citado 15 vezes nas páginas 2, 14, 22, 28, 29, 30, 31, 32, 35, 46, 49, 51, 59, 61 e 69.
- OCH, S. H. et al. Volumetric efficiency optimization of a single-cylinder D.I. diesel engine using differential evolution algorithm. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Ltd, v. 108, p. 660–669, 2016. ISSN 13594311. Citado 6 vezes nas páginas 25, 27, 41, 43, 59 e 62.
- ORTENZI, F.; VESCO, E. An Improved Multi-Pipe Junction Model for Engine Thermodynamic and Gas Dynamic Simulations. *SAE Technical Paper*, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 21, 35 e 36.
- PACHECO, P. *An introduction to parallel programming*. 1st. ed. [S.l.]: Morgan Kaufmann, 2011. Citado na página 50.
- PAYRI, F. et al. Analysis of numerical methods to solve one-dimensional fluid-dynamic governing equations under impulsive flow in tapered ducts. *International Journal of Mechanical Sciences*, v. 46, n. 7, p. 981–1004, 2004. ISSN 00207403. Citado na página 29.
- PAYRI, R. et al. Critical cavitation number determination in Diesel injection nozzles. *Experimental Techniques*, v. 28, n. 3, p. 49–52, 2004. ISSN 07328818. Citado na página 26.
- PEARSON, R. J.; WINTERBONE, D. E. The simulation of gas dynamics in engine manifolds using non-linear symmetric difference schemes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, v. 211, n. 8, p. 601–616, aug 1997. ISSN 0954-4062. Citado na página 29.

PLETCHER, R.; TANNEHILL, J.; ANDERSON, D. *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*. 3rd. ed. [S.l.]: CRC Press, 2016. Citado na página 29.

POURNAZERI, M.; KHAJEPOUR, A. Precise lift control in a new variable valve actuation system using discrete-time sliding mode control. *Mechanism and Machine Theory*, Elsevier Ltd, v. 99, p. 217–235, 2016. ISSN 0094114X. Citado na página 2.

PRICE, K.; STORN, R. *Differential Evolution (DE) for Continuous Function Optimization*. 2017. Disponível em: <<http://www1.icsi.berkeley.edu/~storn/code.ht>>. Citado na página 49.

PRICE, K. V.; STORN, R. M.; LAMPINEN, J. a. *Differential Evolution: A Practical Approach to Global Optimization*. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 2005. (Natural Computing Series). ISBN 3-540-20950-6. Citado na página 46.

PRITCHARD, P. J.; LEYLEGIAN, J. C. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*. Ed. 9. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2016. Citado na página 26.

PULKRABEK, W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. 2. ed. [S.l.]: Pearson Prentice Hall, 2004. ISBN 9780131405707. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 4.

SABARUDDIN, A. A. et al. Engine optimization by using variable valve timing system at low engine revolution. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, v. 10, n. 20, p. 9730–9735, 2015. ISSN 18196608. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 8.

SCHOTT, J. *Fault Tolerant Design Using Single and Multicriteria Genetic Algorithm Optimization*. Tese (Thesis) — Massachusetts Institute of Technology,, 1995. Citado na página 48.

SHER, E.; BAR-KOHANY, T. Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine—a theoretical study. *Energy*, v. 27, n. 8, p. 757–775, 2002. ISSN 03605442. Citado na página 8.

STORN, R.; PRICE, K. Differential Evolution – A Simple and Efficient Heuristic for global Optimization over Continuous Spaces. *Journal of Global Optimization*, v. 11, n. 4, p. 341–359, 1997. ISSN 1573-2916. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1023/A:1008202821328>>. Citado 2 vezes nas páginas 43 e 47.

SUN, Z.; KUO, T. W. Transient control of electro-hydraulic fully flexible engine valve actuation system. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 18, n. 3, p. 613–621, 2010. ISSN 10636536. Citado na página 7.

SUZUKI, K. et al. Individual A/F estimation and control with the fuelgas ratio for multicylinder IC engines. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, v. 58, n. 9, p. 4757–4768, 2009. ISSN 00189545. Citado na página 20.

TAKIZAWA, M. et al. A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine. In: . [S.l.: s.n.], 1982. Citado na página 17.

The MPI Forum. *The MPI Message-Passing Interface Standard*. 2015. Citado na página 50.

TORREGROSA, A. J. et al. Combined experimental and modeling methodology for intake line evaluation in turbocharged diesel engines. *International Journal of Automotive Technology*, v. 12, n. 3, p. 359–367, jun 2011. ISSN 1229-9138. Citado na página 2.

TUNESTÅL, P.; HEDRICK, J. K. Cylinder air/fuel ratio estimation using net heat release data. *Control Engineering Practice*, v. 11, n. 3, p. 311–318, 2003. ISSN 09670661. Citado na página 20.

TUŠAR, T.; FILIPIČ, B. Differential Evolution versus Genetic Algorithms in Multiobjective Optimization. In: *Evolutionary Multi-Criterion Optimization*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007. p. 257–271. Citado na página 43.

VELÁSQUEZ, J. A. A. *Simulação dos processo e análise exergética do motor de ciclo diesel*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas, 1993. Citado 5 vezes nas páginas 22, 23, 25, 30 e 31.

VERHELST, S. et al. Impact of variable valve timing on power, emissions and backfire of a bi-fuel hydrogen/gasoline engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, Elsevier Ltd, v. 35, n. 9, p. 4399–4408, 2010. ISSN 03603199. Citado 3 vezes nas páginas 8, 9 e 10.

ZHOU, F. et al. Numerical simulation coupling with experimental study on the non-uniform of each cylinder gas exchange and working processes of a multi-cylinder gasoline engine under transient conditions. *Energy Conversion and Management*, Elsevier Ltd, v. 123, p. 104–115, 2016. ISSN 01968904. Citado na página 20.

ZITZLER, E.; THIELE, L. Multiobjective evolutionary algorithms: a comparative case study and the strength Pareto approach. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, v. 3, n. 4, p. 257–271, 1999. ISSN 1089-778X. Citado na página 48.

Anexos

ANEXO A – Algoritmos para o NSGA-II

Tabela 11 – Algoritmo NSGA-II.

$R_t = P_t \cup Q_t$	combinar população progenitora e descendente
$F = \text{ord-n\~{a}o-dominado}(R_t)$	$F = (F_1, F_2, \dots)$, fronteiras n\~{a}o dominadas de R_t
$P_{t+1} = \emptyset$ e $i = 1$	
at\~{e} $ P_{t+1} + F_i \leq N$	at\~{e} a popula\~{c}\~{a}o ser preenchida
ord-dist-aglomera\~{c}\~{a}o(F_i)	calcular a dist\~{a}ncia de aglomera\~{c}\~{a}o em F_i
$P_{t+1} = P_{t+1} \cup F_i$	incluir a i -\~{e}sima fronteira n\~{a}o dominada em P_{t+1}
$i = i + 1$	checar a pr\~{o}xima fronteira pra inclus\~{a}o
Ordenamento(F_i, \succ_n)	ordenar na ordem descendente usando \succ_n
$P_{t+1} = P_{t+1} \cup F_i[1 : (N - P_{t+1})]$	escolher os primeiros $(N - P_{t+1})$ elementos de F_i
$Q_{t+1} = \text{nova-pop}(P_{t+1})$	usar sele\~{c}\~{a}o, cruzamento e muta\~{c}\~{a}o para criar Q_{t+1}
$t = t + 1$	incrementar o contador da popula\~{c}\~{a}o

Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Deb et al. (2002))

Tabela 12 – Algoritmo ord-n\~{a}o-dominado(P)

para cada $p \in P$	
$S_p = \emptyset$	zerar grupo de solu\~{c}\~{o}es dominadas
$n_p = 0$	zerar contador de domina\~{c}\~{a}o
para cada $q \in P$	
se $(p \succ q)$ ent\~{a}o	se p dominar q
$S_p = S_p \cup \{q\}$	adicionar q para o grupo de solu\~{c}\~{o}es dominadas por p
ou se $(q \succ p)$ ent\~{a}o	ou se q dominar p
$n_p = n_p + 1$	incrementar o contador de domina\~{c}\~{a}o de p
se $n_p = 0$ ent\~{a}o	p pertence \~{a} primeira fronteira
$p_{\text{rank}} = 1$	
$F_1 = F_1 \cup \{p\}$	adicionar p \~{a} primeira fronteira
$i = 1$	inicializar o contador de fronteira
enquanto $F_i \neq \emptyset$	
$Q = \emptyset$	Q armazena os membros da pr\~{o}xima fronteira
para cada $p \in F_i$	
para cada $q \in S_p$	
$n_q = n_q - 1$	
se $n_q = 0$ ent\~{a}o	q pertence \~{a} pr\~{o}xima fronteira
$q_{\text{rank}} = i + 1$	
$Q = Q \cup \{q\}$	
$i = i + 1$	
$F_i = Q$	

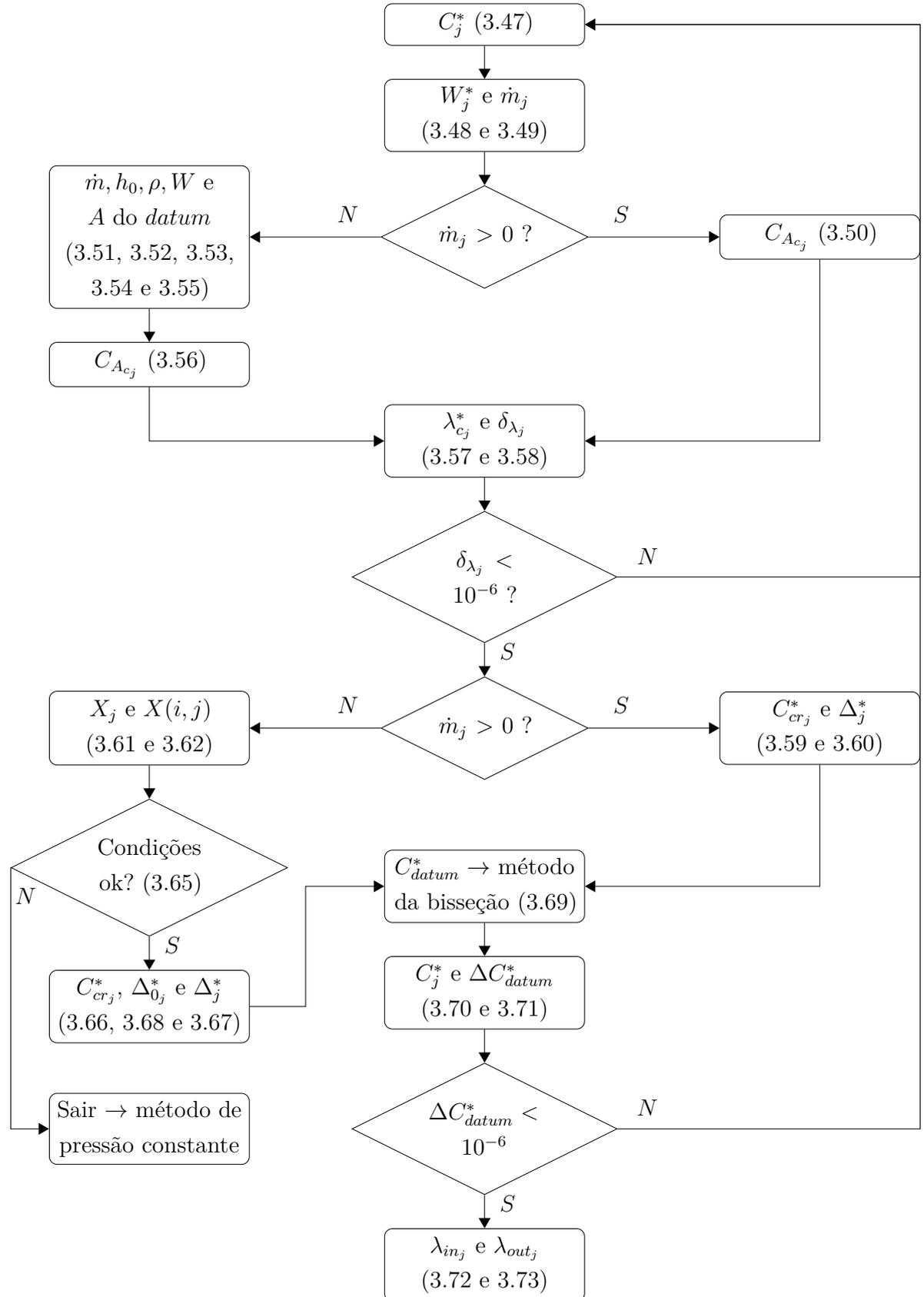
Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Deb et al. (2002))

Tabela 13 – Algoritmo ord-dist-aglomeração(I)

$l = I $	número de soluções em I
para cada i , definir $I[i]_{dist} = 0$	inicializar distância
para cada objetivo m	
$I = \text{Ordenamento}(I, m)$	classificar usando o valor de cada objetivo
$I[1]_{dist} = I[l]_{dist} = \infty$	fronteiras sempre escolhidas
para $i = 2$ até $(l - 1)$	para todos outros pontos
$I[i]_{dist} = I[i]_{dist} + \frac{(I[i+1].m - I[i-1].m)}{(f_m^{max} - f_m^{min})}$	

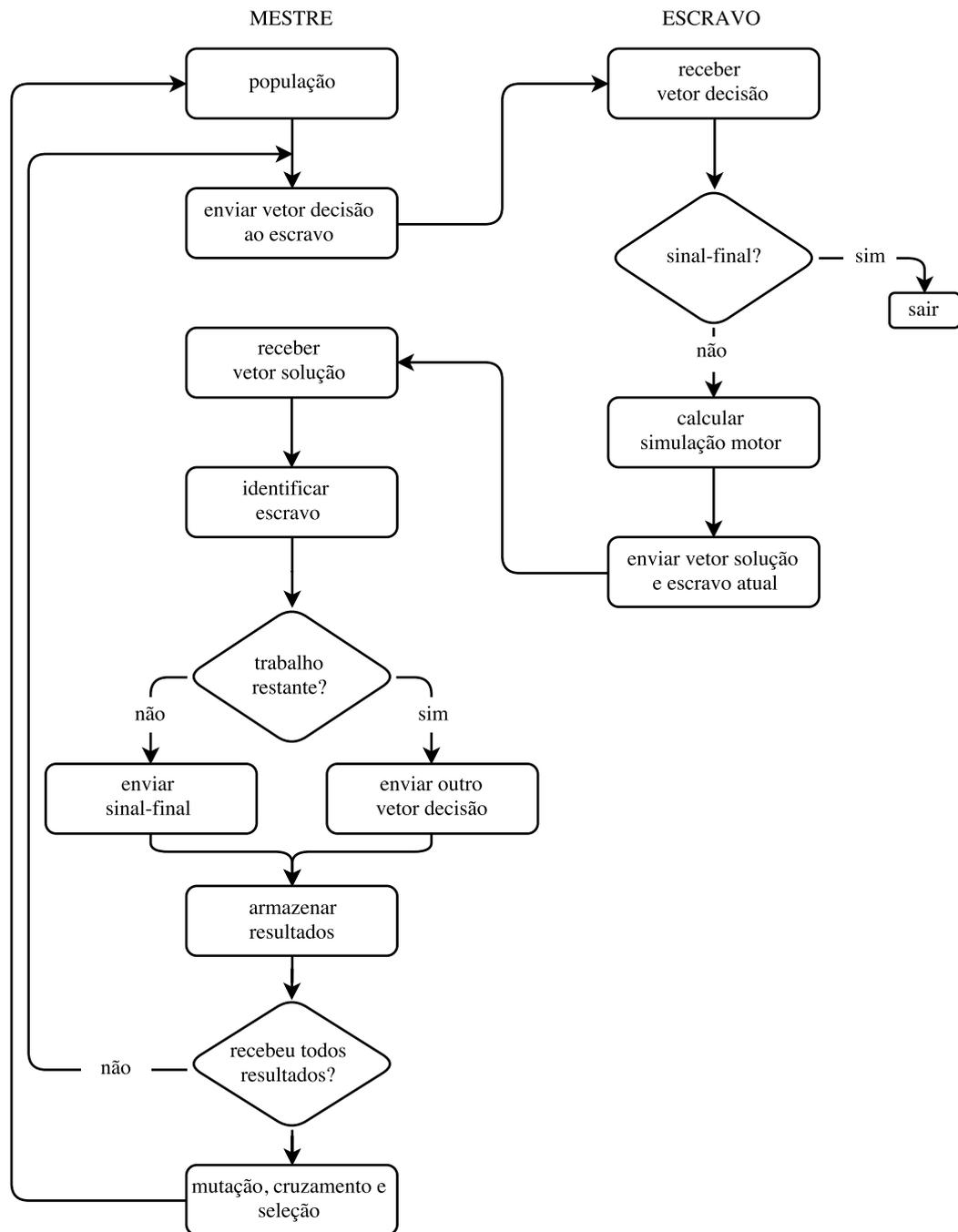
Fonte: O Autor, 2017 (adaptado de Deb et al. (2002))

ANEXO B – Algoritmo para junção



ANEXO C – Fluxograma da paralelização

Figura 53 – Fluxograma do código com a paralelização implementada.



ANEXO D – Dados do motor

Tabela 14 – Principais dados do motor.

Tipo do Motor	Ignição por Compressão
Taxa de compressão	16:1
Diâmetro da câmara de combustão	93 mm
Curso do pistão	170 mm
Comprimento da biela	103 mm
Injeção	Direta
Aspiração	Natural
Número de cilindros	2
Defasagem entre cilindros	270°
Sistema de admissão	
Número de válvulas de admissão por cilindro	2
Comprimento dos dutos de admissão	380 mm
Diâmetro dos dutos de admissão	48 mm
Avanço da abertura das válvulas de admissão (<i>ivo</i>)	-8°
Atraso do fechamento das válvulas de admissão (<i>ivc</i>)	12°
Sistema de exaustão	
Número de válvulas de exaustão por cilindro	1
Comprimento dos dutos de exaustão	1500 mm
Diâmetro dos dutos de exaustão	58 mm
Avanço da abertura das válvulas de exaustão (<i>evo</i>)	52°
Atraso do fechamento das válvulas de exaustão (<i>evc</i>)	11°

Fonte: O Autor, 2017

Tabela 15 – Principais dados do motor.

Tipo do Motor	Ignição por Compressão
Taxa de compressão	16:1
Diâmetro da câmara de combustão	93 mm
Curso do pistão	170 mm
Comprimento da biela	103 mm
Injeção	Direta
Aspiração	Natural
Sistema de admissão	
Número de válvulas de admissão	2
Comprimento do duto de admissão	380 mm
Diâmetro do duto de admissão	48 mm
Avanço da abertura da válvula de admissão (<i>ivo</i>)	10°
Atraso do fechamento da válvula de admissão (<i>ivc</i>)	37°
Sistema de exaustão	
Número de válvulas de exaustão	1
Comprimento do duto de exaustão	1500 mm
Diâmetro do duto de exaustão	58 mm
Avanço da abertura da válvula de exaustão (<i>evo</i>)	42°
Atraso do fechamento da válvula de exaustão (<i>evc</i>)	10°

Fonte: O Autor, 2017

ANEXO E – Resultados nos dutos

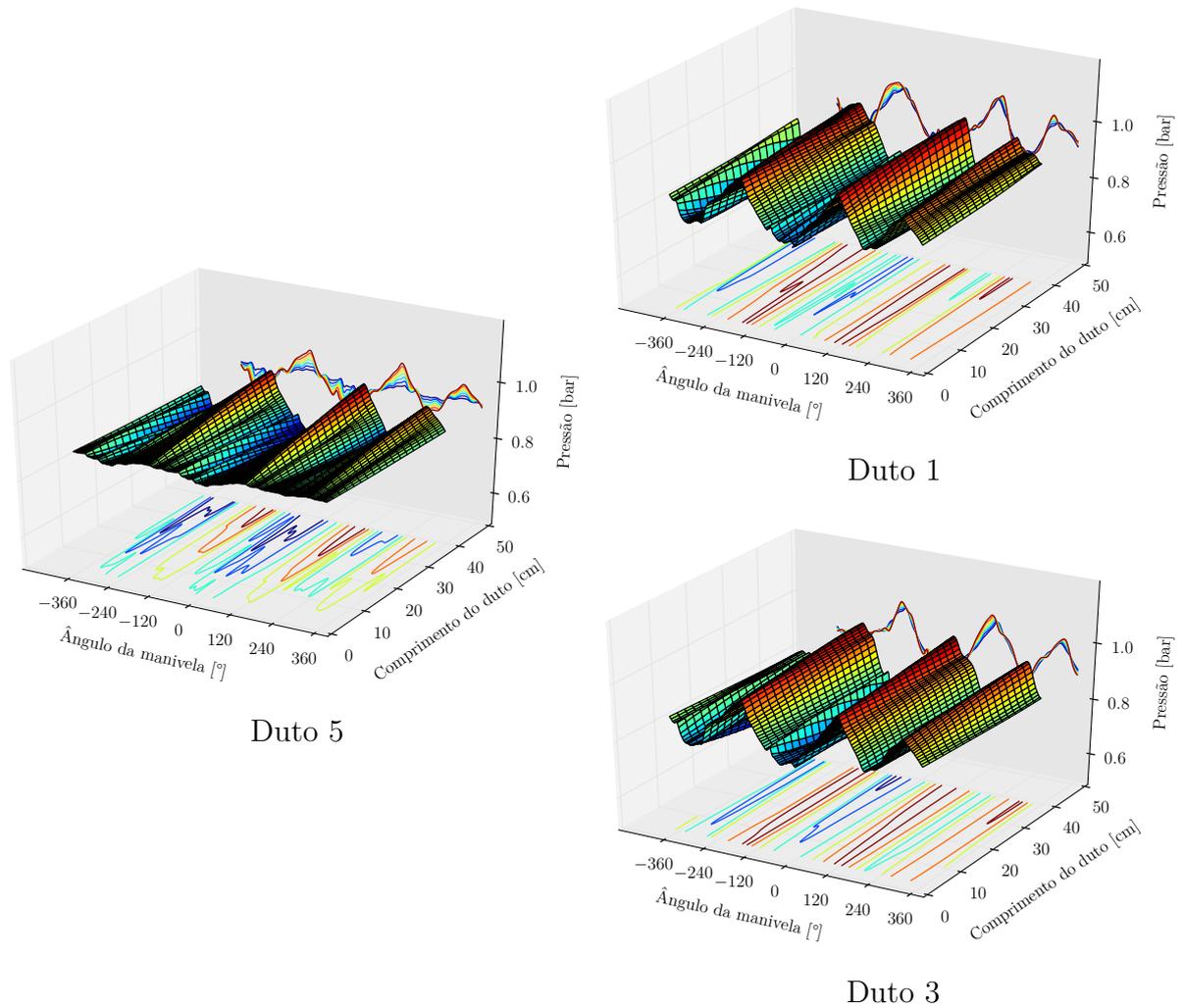


Figura 54 – Pressão nos dutos de admissão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.

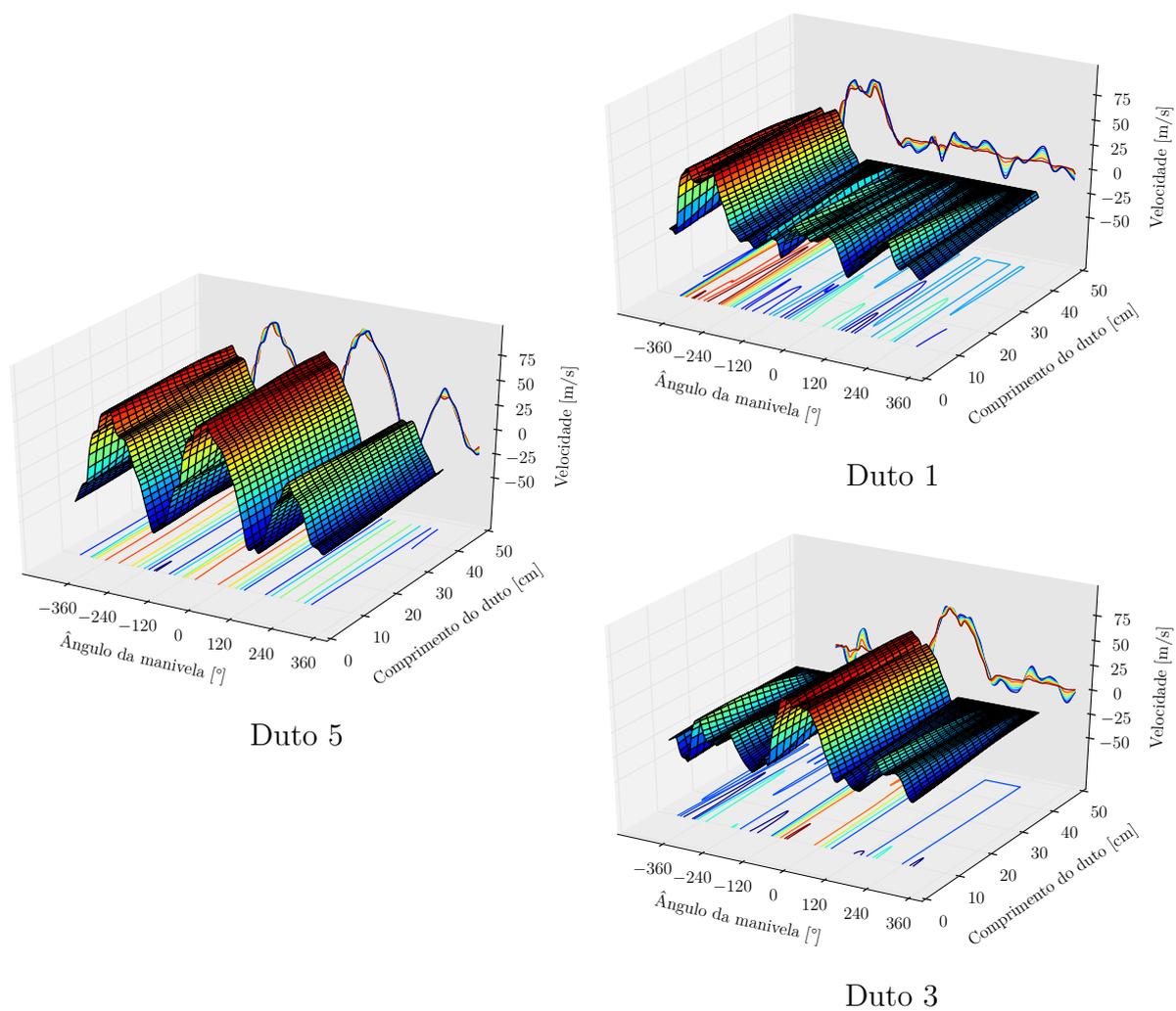


Figura 55 – Velocidade nos dutos de admissão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.

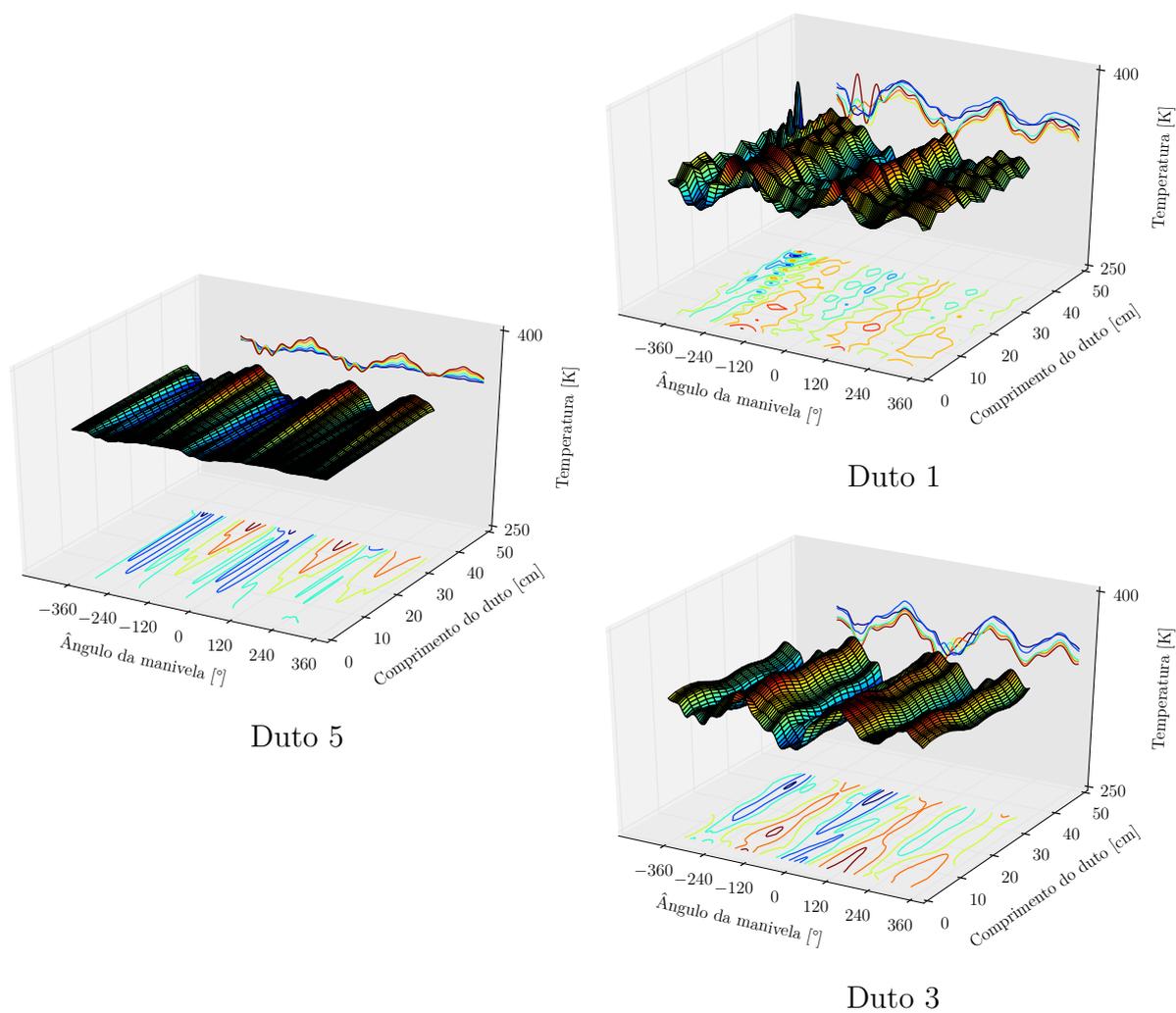
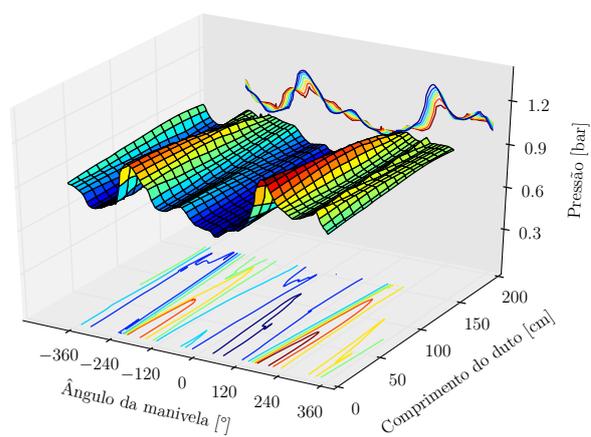
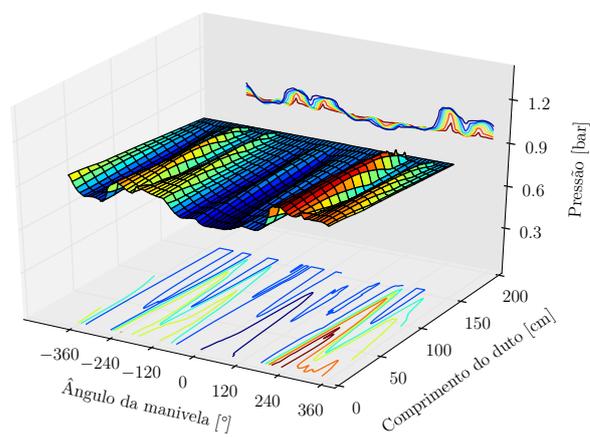


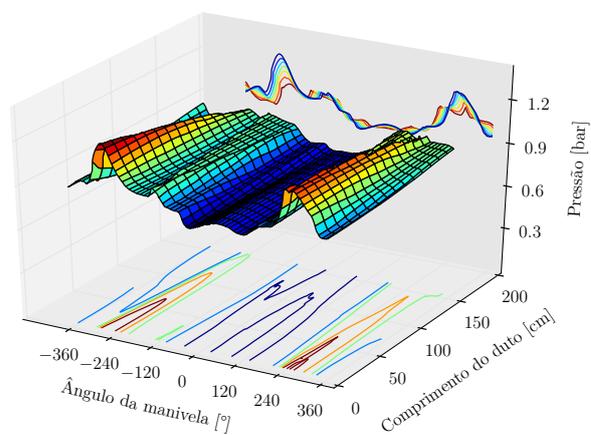
Figura 56 – Temperatura nos dutos de admissão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.



Duto 2

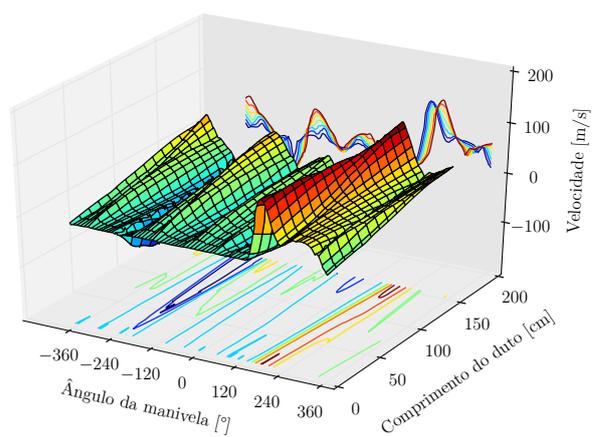


Duto 6

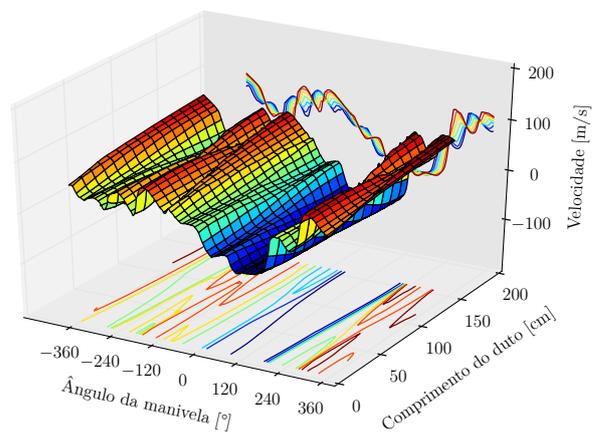


Duto 4

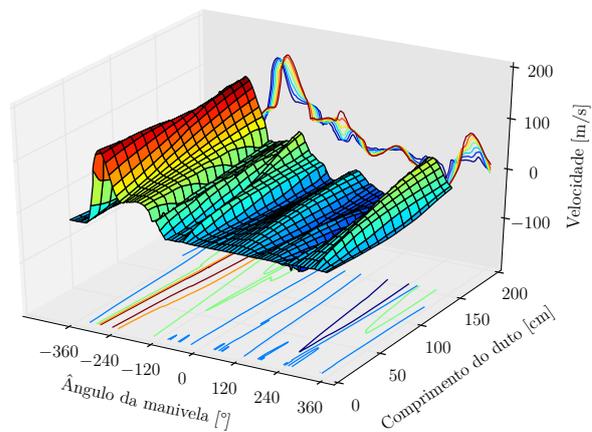
Figura 57 – Pressão nos dutos de exaustão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.



Duto 2

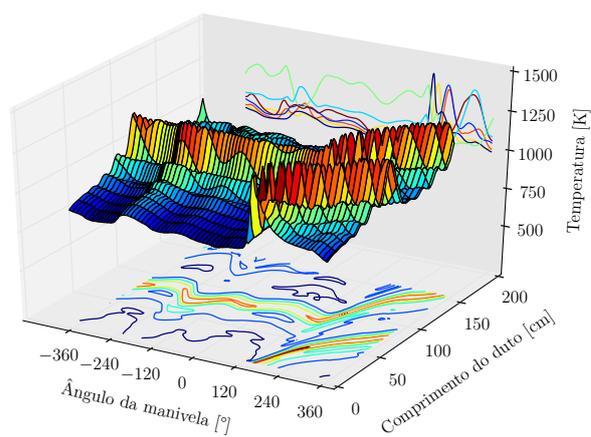


Duto 6

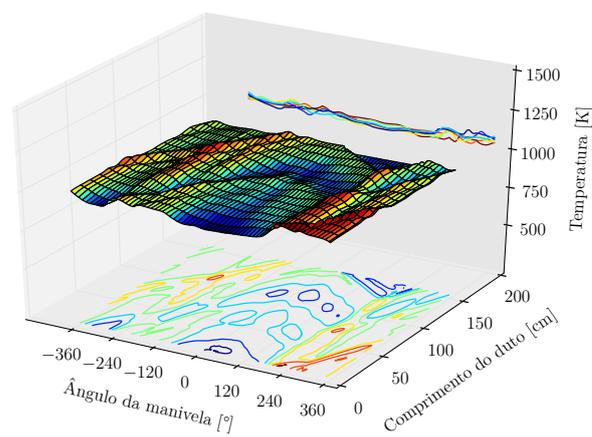


Duto 4

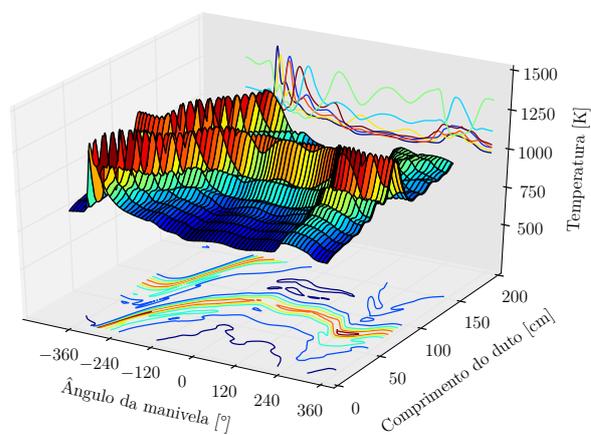
Figura 58 – Velocidade nos dutos de exaustão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.



Duto 2



Duto 6



Duto 4

Figura 59 – Temperatura nos dutos de exaustão em função do ângulo de manivela e da posição em seus comprimentos.